Agenzia nazionale per le nuove tecnologie,
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile

MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO

Ricerca di Sistema elettrico

Logiche di regolazione progettate per impianti di solar heating and cooling ed a pompa di calore

N. Calabrese, G. Boccardi, A. Mariani,
G.P. Vanoli, F. de Rossi, N. Bianco, F. Ascione,
R.F. De Masi, I. Di Matteo, S. Grasso

Report RdS/2013/090

LOGICHE DI REGOLAZIONE PROGETTATE PER IMPIANTI DI SOLAR HEATING AND COOLING ED A POMPA DI CALORE

N. Calabrese, G. Boccardi, A. Mariani (ENEA) - Report RdS/2013/090
G.P. Vanoli, F. de Rossi, N. Bianco, F. Ascione, R.F. De Masi, I. Di Matteo, S. Grasso (UNIVERSITA' DEGLI STUDI DEL SANNIO) – Allegato A

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA
Piano Annuale di Realizzazione 2012
Area: Razionalizzazione e Risparmio nell'uso dell'energia elettrica
Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione
Obiettivo A: Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi
Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "*Determinazione di logiche di regolazione progettate ad hoc tramite simulazioni numeriche dell'interazione impianto-utenza per gli impianti di climatizzazione disponibili presso l'ENEA Casaccia*" tra ENEA e UNIVERSITA' DEGLI STUDI DEL SANNIO

Responsabile scientifico ENEA: Ing. N. Calabrese
Responsabile scientifico UNISANNIO: Prof. G.P. Vanoli

Indice

ALLEGATO A: *G.P. Vanoli, F. de Rossi, N. Bianco, F. Ascione, R.F. De Masi, I. Di Matteo, S. Grasso,* *“*DETERMINAZIONE DI LOGICHE DI REGOLAZIONE PROGETTATE AD HOC TRAMITE SIMULAZIONI NUMERICHE DELL'INTERAZIONE IMPIANTO-UTENZA PER GLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE DISPONIBILI PRESSO L'ENEA CASACCIA”, Università degli Studi del Sannio

Sommario

L'obiettivo della attività di ricerca descritta nel presente rapporto tecnico è lo studio di soluzioni ottimizzate per le logiche di regolazione di sistemi avanzati di climatizzazione e raffrescamento. L'attività di ricerca è stata svolta con il contributo dell'Università del Sannio, Dipartimento di Ingegneria, che ha curato l'analisi energetica comparativa delle differenti logiche di regolazione.
ENEA si è occupata dello sviluppo sperimentale, della programmazione e del test in campo di logiche di regolazione avanzate progettate a servizio dell'impianto di solar heating and cooling che climatizza l'edificio F92, e dell'impianto a pompa di calore aria-aria realizzato a servizio dell'edificio F-76 (i due edifici sono entrambi presenti all'interno del C.R. ENEA di Casaccia).
L'Università del Sannio, all'interno dell'Accordo di collaborazione dal titolo "Determinazione di logiche di regolazione progettate ad hoc tramite simulazioni numeriche dell'interazione impianto utenza per gli impianti di climatizzazione disponibili presso l'ENEA Casaccia" ha eseguito una serie di diagnostiche energetiche finalizzate alla proposizione di interventi di messa a punto e miglioramenti dei tre sistemi di riscaldamento e raffrescamento innovativi, istallati negli edifici F76 e F92.
La fase di diagnostica è stata preceduta da una modellazione degli impianti e degli edifici condotta attraverso i software EnergyPlus 7.2.0 e Trnsys 17.
Per ogni accoppiamento impianto edificio sono state proposte soluzioni impiantistiche alternative alle esistenti aventi l'obiettivo di ricercare soluzioni migliori sotto il profilo energetico, dei costi di esercizio e del benessere termo-igrometrico.
Per l'impianto sito presso l'edificio F76 sono state studiate solo modifiche alle logiche di regolazioni data l'adozione di soluzioni impiantistiche già molto sofisticate.
Per l'edificio F92 sono state operate analisi più ampie per valutare la possibilità di apportare anche significative migliorie a livello di componentistica e di sistemi di generazione.
Dal punto di vista dei risultati, si è riscontrato che le variazioni proposte raramente hanno prodotto un vantaggio sotto il profilo della fattibilità tecnico-economica, con indicatori economici non positivi, tranne nel caso dell'impianto di Solar Heating and Cooling che presenta margini di miglioramento, anche relativamente ai costi di gestione.
Invece, si è dimostrato che, dal punto di vista del controllo microclimatico indoor e della qualità dell'aria negli ambienti climatizzati, molte configurazioni alternative consentirebbero condizioni interne migliorative rispetto a quelle derivanti dall'uso degli impianti attuali.

1 Introduzione

Il presente rapporto tecnico descrive l'attività teorica e sperimentale condotta da ENEA e Università del Sannio nell'ambito del progetto di ricerca su "Logiche di regolazione progettate per impianti di solar heating and cooling ad a pompa di calore". In particolare, in questo documento vengono anche sintetizzati alcuni risultati dell'analisi numerica più esaustivamente esposta nel documento allegato, prodotto dall'Università del Sannio inerente: "Determinazione di logiche di regolazione progettate ad hoc tramite simulazioni numeriche dell'interazione impianto-utenza per gli impianti di climatizzazione disponibili presso l'ENEA Casaccia" (allegato "A").

L'attività condotta in ENEA è stata incentrata sullo sviluppo sperimentale di logiche di regolazione progettate ad hoc per impianti di solar heating and cooling e per impianti a pompa di calore a compressione. Le prestazioni di questi impianti sono fortemente legate alle logiche di regolazione ed alla gestione intelligente delle fonti di energia rinnovabili che non sempre sono disponibili durante l'intero arco della giornata e quindi dell'anno. L'attività di ricerca svolta vede come obiettivo quello di sviluppare una "lista della spesa" delle apparecchiature minime necessarie da installare in campo oltre che gli schemi a blocchi semplificati della logica di regolazione da adottare nei vari tipi d'impianto.

Al fine di analizzare la correttezza della programmazione implementata all'interno dei PC industriali, cuore dei BMS (Building Management System), è stato realizzato un dimostratore in grado di simulare le reali condizioni di funzionamento degli impianti (figura 1).

Figura 1: Dimostratore per collaudo logiche di regolazione avanzate

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

Nel seguito saranno descritte le logiche di regolazione sviluppate e operanti sugli impianti di solar heating and cooling e a pompa di calore installati a servizio degli edifici F76 e F92 del Centro Ricerche ENEA della Casaccia. I risultati sperimentali sono stati utilizzati per validare le simulazioni numeriche realizzate dall'Università degli Studi del Sannio. Lo strumento di simulazione così realizzato e messo a punto ha consentito di effettuare un'analisi energetica di differenti logiche di regolazione, estesamente descritta nell'allegato A a questo documento.

2.1 Logiche di regolazione per impianti di solar heating and cooling

La convenienza di un impianto di solar heating and cooling è espressa attraverso il raggiungimento di obiettivi quali il risparmio energetico e monetario ottenuti rispetto all'utilizzo di una tecnologia tradizionale e attraverso il recupero dell'investimento inizialmente sostenuto per la realizzazione dell'impianto stesso in tempi ragionevoli (6-7 anni). È possibile raggiungere tali obiettivi non solo utilizzando componentistica altamente efficiente (primi fra tutti i collettori solari termici ed il gruppo frigo ad assorbimento) ma anche sviluppando un'opportuna logica di regolazione che sceglie i diversi profili di funzionamento dell'impianto in funzione delle numerose variabili in ingresso al BMS, acquisite in tempo reale, e legate anche alla variabilità delle condizioni termoigrometriche esterne. La definizione di una logica di regolazione intelligente e definitiva parte da un'attenta analisi del comportamento dell'impianto in fase progettuale e viene perfezionata in seguito all'individuazione di scostamenti tra le performance attese e quelle realmente fornite dall'impianto, evidenziati durante il monitoraggio dei primi risultati sperimentali.

2.1.1 Logica di regolazione invernale

La logica di regolazione invernale, differente da quella estiva, gestisce la produzione di acqua calda da campo solare, il funzionamento della caldaia integrativa, l'inversione tra il funzionamento con caldaia e quello con puffer e, infine i terminali installati a servizio dei vari ambienti.

L'energia termica immagazzinata nel serbatoio e fornita dal campo solare è considerata "pregiata" ed è per questo motivo che si preferisce far intervenire la caldaia integrativa all'avviamento dell'impianto, per scopi quali il riscaldamento del termodotto e del contenuto d'acqua d'impianto presente all'interno dell'edificio: il mantenimento in temperatura dei vari ambienti è invece garantito utilizzando l'energia termica immagazzinata e prodotta gratuitamente con il sole.

Il meccanismo di caricamento del puffer mediante il campo solare è completamente indipendente dall'orario di occupazione dell'edificio ma dipende soltanto dalla condizione di illuminamento esterno, dalla temperatura dell'acqua in uscita dal campo solare (TE01) e dalla temperatura dell'acqua presente all'interno dell'accumulo caldo (TE07).

La carica del puffer viene effettuata, avviando le P02, solo quando si ha un illuminamento maggiore o uguale a 1050 lux (in queste condizioni vengono avviate le P01) e la TE01 è tale da poter riscaldare l'accumulo (TE01-TE07 ≥ 3,5°C) (Figura 2).
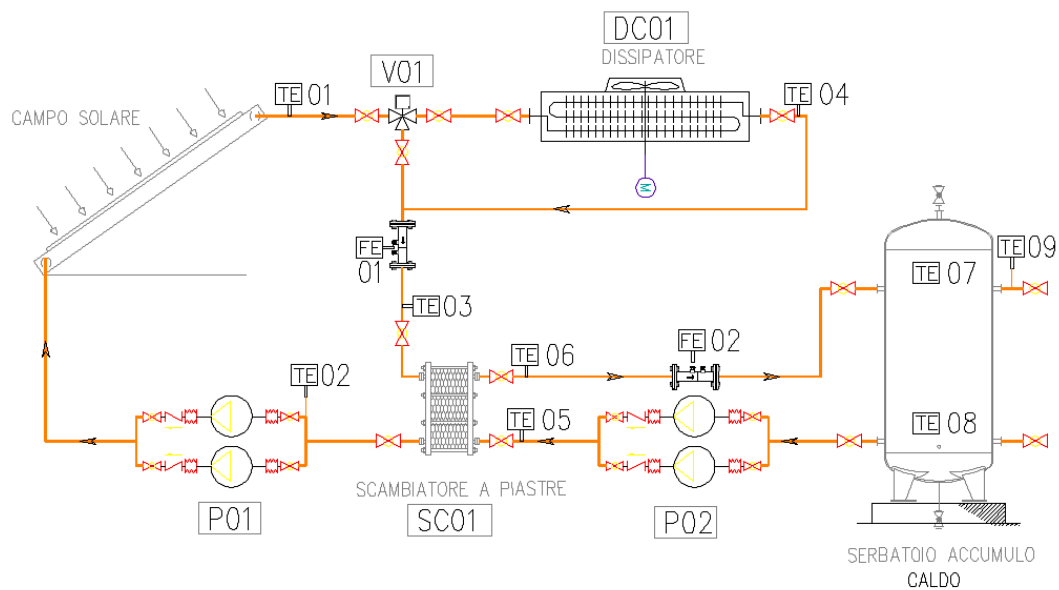
Figura 2: Stralcio schema funzionale – Campo solare, dry-cooler e serbatoio accumulo

Per meglio sfruttare l'energia resa disponibile dal sole durante le ore a maggiore insolazione, quando la temperatura dell'acqua prodotta dal campo solare (TE01) supera gli 81°C, viene attivata anche la seconda elettropompa P02 aumentando così la potenza scambiata; viene inoltre attivata anche la seconda elettropompa P01 quando la TE01 supera i 91°C: in tale configurazione la potenza scambiata aumenta con conseguente ovvia diminuzione della TE01. Per evitare un eccessivo abbassamento della TE01, le elettropompe P01B e P02B verranno disattivate rispettivamente quando TE01 ≤ 89°C TE01 e quando TE01 ≤ 79°C. La P01 modula in modo tale da mantenere TE01 ≥ 30°C per ottenere una temperatura utilizzabile anche quando ho una bassa irradianza solare, riducendo la portata d'acqua che attraversa il campo solare.

Il dry cooler entra in funzione quando la temperatura dell'accumulo TE07 è maggiore di 95°C: tale meccanismo di attivazione prevede la commutazione della valvola V01 e lo spegnimento dell'elettropompa P02 per evitare di scaricare il serbatoio nel periodo di funzionamento del dry-cooler. Quando la TE07 scende al di sotto dei 90°C, il dry cooler smette di funzionare per consentire una nuova fase di carica del puffer, previa chiusura della valvola V01 e accensione dell'elettropompa P02.

Per motivi di sicurezza del circuito primario, se durante il funzionamento ordinario la temperatura TE02 in ingresso alle elettropompe P01 dovesse comunque superare i 96°C, ad esempio per malfunzionamento delle pompe P02, il drycooler verrebbe comunque avviato e la valvola commutata.

Tramite il puffer vengono esclusivamente alimentati i pannelli radianti a pavimento a bassa temperatura (40°C) con lo scopo di utilizzarli per il mantenimento in temperatura dell'edificio: durante le fasi di avviamento dell'impianto, quando è necessario riscaldare il termodotto, la caldaia integrativa avrà il consenso per partire e gli ambienti verranno riscaldati mediante i fancoil. Questa soluzione consente di ridurre il tempo di raggiungimento delle temperature di set dei vari ambienti, essendo i fancoil dei terminali d'impianto a più bassa inerzia rispetto ai pannelli radianti a pavimento anche perché alimentati a più alta temperatura.

La caldaia entra in funzione, previa attivazione del circolatore P04, quando la temperatura dell'accumulo (TE07) è minore o uguale a 39°C e la temperatura di mandata al termodotto (TE20) è minore o uguale a 54°C mentre si disattiva quando sia l'accumulo che il termodotto sono in temperatura (TE07 ≥ 40°C e TE20 ≥ 56°C) o quando l'acqua prodotta dalla caldaia ha una temperatura (TE11A) maggiore o uguale 93°C (Figura 3).
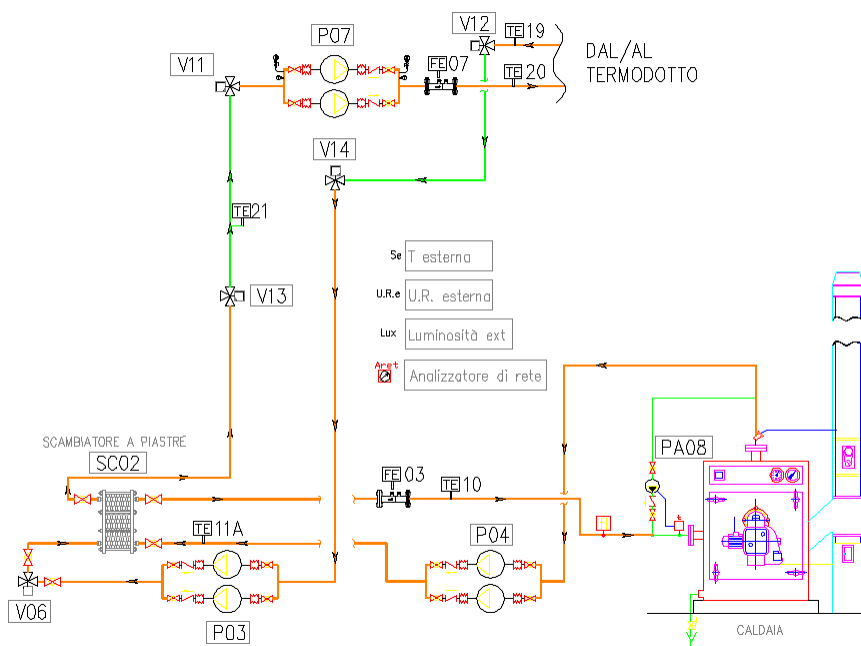
Figura 3: Stralcio schema funzionale – Caldaia di integrazione e circolatori annessi

La caldaia integrativa opera in modo tale che sia verificata la condizione 54°C≤TE20≤56°C. L'acqua prodotta dalla caldaia integrativa viene fornita ai fan coil i quali partono solo se TE20≥41°C. Quando la TE20 ≤ 39°C non verrà dato il consenso alla partenza dei fancoil. Quando TE07 ≥ 40 °C, viene effettuata la commutazione da caldaia a puffer e le valvole V06, V04 e V03 vengono aperte; l'acqua calda resa disponibile dal serbatoio viene inviata tramite il termodotto al circuito dei pannelli radianti a pavimento. Tramite la valvola miscelatrice V02, l'acqua in uscita dal puffer viene miscelata con l'acqua di ritorno dall'impianto, al fine di alimentare in modo opportuno i pannelli radianti a pavimento assicurando che la temperatura in mandata al termodotto (TE22) sia pari a 45°C (Figura 4).
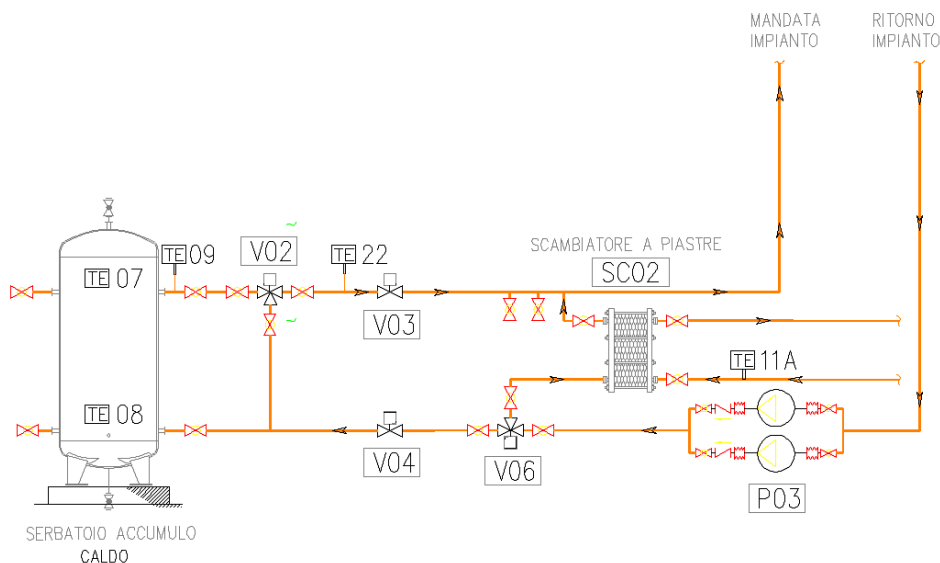
Figura 4: Stralcio schema funzionale – Serbatoio di accumulo e V02

Durante la prima commutazione da caldaia a puffer viene effettuato, dopo la verifica della condizione TE07 ≥ 40°C, un ulteriore controllo sulle temperature di ritorno dal termodotto TE19 e di ritorno del circuito dei

pannelli radianti TE24. Lo scopo è quello di non abbattere la temperatura all'interno del puffer con l'acqua fredda presente nei circuiti d'impianto e nel termodotto stesso.

La prima commutazione da caldaia a puffer viene effettuata se TE19 ≥ 27°C e TE07 (accumulo) + TE24 (ritorno pannelli radianti) = 70°C:

Temperatura puffer (TE07)	Temperatura accettata sul ritorno circuito pannelli radianti per inversione su puffer (TE24)
40°C	30°C
45°C	25°C
50°C	20°C
55°C	15°C

Legge lineare: **TE07** + **TE24** = 70°C

L'acqua calda prelevata dal puffer alimenta il circuito dei pannelli radianti a pavimento attraverso la pompa P1P la cui accensione e spegnimento avviene in base alle temperature rilevate in ciascun ambiente facente parte del piano terra e del piano primo. E' possibile impostare le temperature desiderate nei vari ambienti: di seguito si riportano i valori di set utilizzati durante il periodo di monitoraggio invernale.

Il piano terra e il piano primo richiedono riscaldamento se almeno uno degli ambienti che ha una temperatura inferiore o uguale a 18°C, mentre tale richiesta cessa se tutti gli ambienti hanno una temperatura maggiore o uguale di 20°C. La temperatura in mandata al circuito pannelli radianti è regolata dall'elettrovalvola miscelatrice installata in aspirazione alla P1P: l'elettrovalvola modula con l'obiettivo di garantire una temperatura di mandata circuito pannelli radianti (TE23) pari a 40°C. Nel funzionamento con caldaia integrativa e quindi con fan coil, il piano interrato necessita di riscaldamento se ha una temperatura minore o uguale a 14°C, fino ad una temperatura maggiore o uguale a 16°C. Il piano terra e il piano primo vengono esclusi in funzione della temperatura media degli ambienti facente parte dei rispettivi piani: gli ambienti sono riscaldati se la media è minore o uguale a 18°C mentre l'impianto va in off quando la media raggiunge i 20°C. L'elettropompa P1F andrà in off quando tutti gli ambienti sono soddisfatti in temperatura oppure quando la TE20 ≤ 39°C (Figura 5).
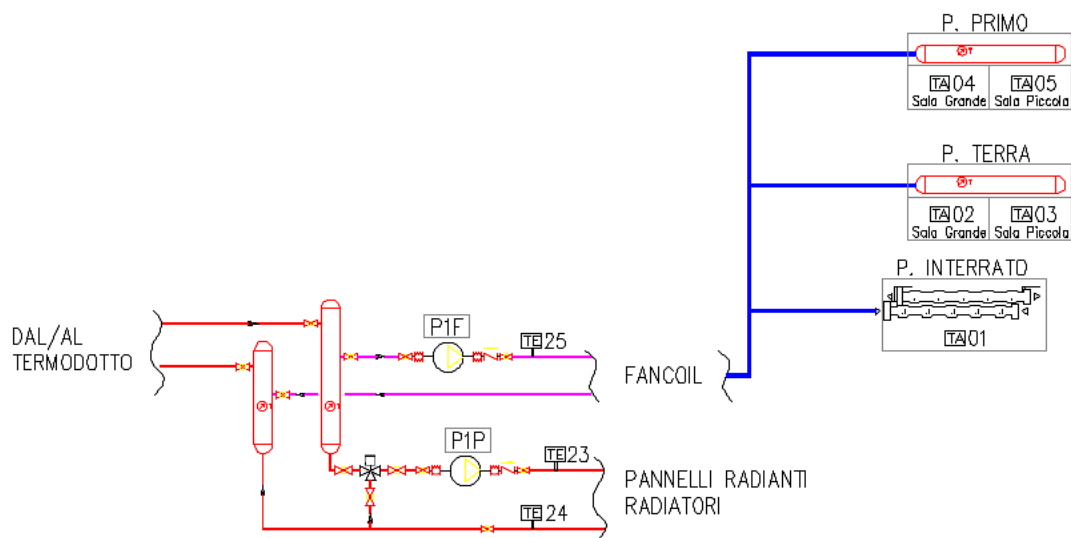
Figura 5: Stralcio schema funzionale – Sottocentrale e circuito fancoil e pannelli radianti a pavimento

È interessante mostrare l'andamento della temperatura degli ambienti in funzione del generatore (caldaia integrativa o campo solare) che alimenta i circuiti terminali, in base a quanto previsto dalla logica di

regolazione vigente. Viene riportato l'andamento della temperatura dell'aula 1 (TA02), situata al piano terra dell'edificio, nei giorni 23 febbraio e 29 marzo 2012: si sottolinea che la logica di regolazione **ottimizzata** è stata implementata il 22 marzo 2012.

Il 23 febbraio, all'avviamento, l'aula 1 si trova inizialmente ad una temperatura inferiore a 18°C per poi arrivare in temperatura grazie all'intervento della caldaia integrativa. Come stabilito dalla vecchia logica di regolazione, se l'acqua nel puffer (TE07) superava i 40°C e c'era richiesta di riscaldamento da parte dei termostati ambientali, si comandava in off la caldaia deviando il circuito riscaldamento sul puffer, dando il consenso all'avviamento dell'impianto a pannelli radianti a pavimento. In queste condizioni si andava ad immettere l'acqua di riempimento del termodotto e del circuito pannelli radianti a pavimento, fino a quel momento ferma nelle tubazioni e quindi a bassa temperatura, all'interno del puffer raffreddandolo drasticamente.

In tale situazione l'accumulo si scaricava continuamente richiedendo di conseguenza ripetuti interventi della caldaia di integrazione in attesa che lo stesso fosse riportato in temperatura dal campo solare (Figura 6).
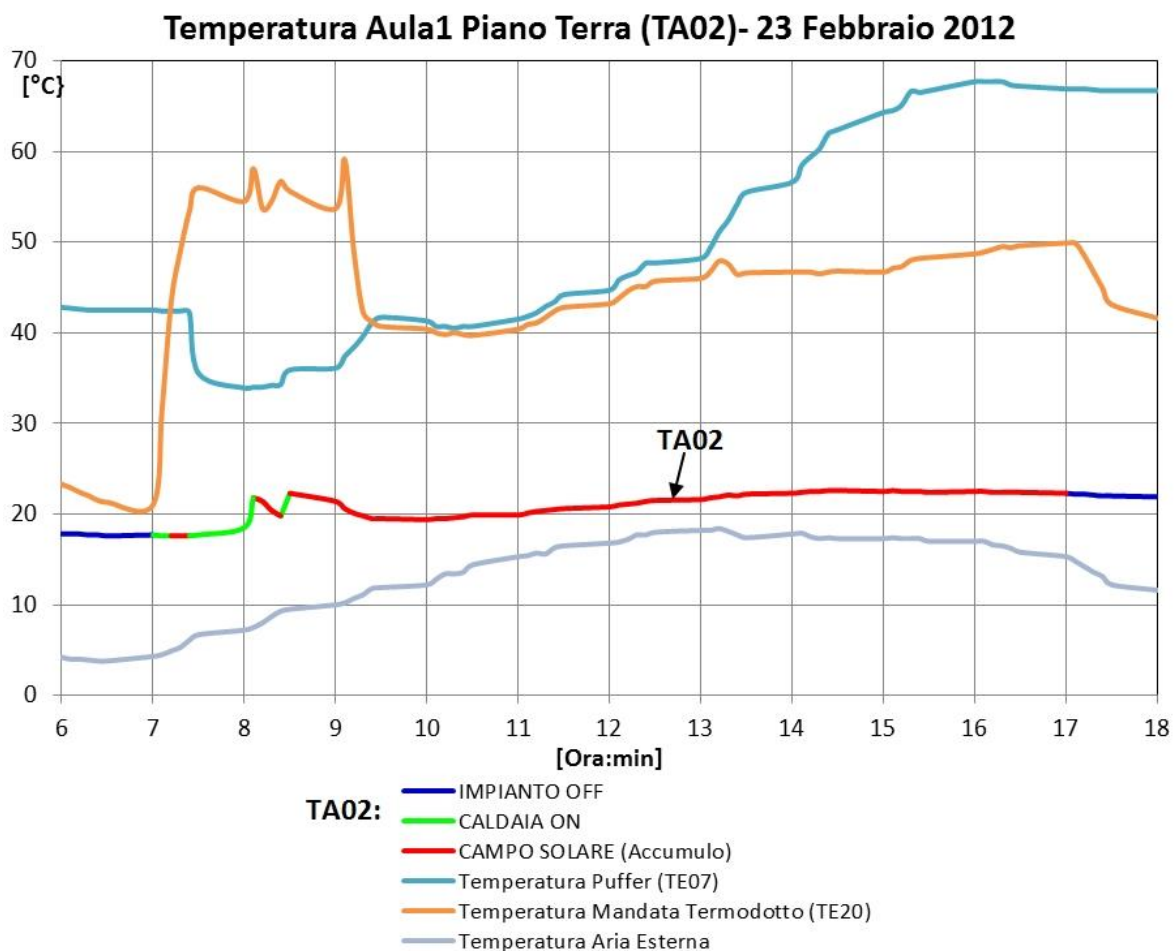
Figura 6: Soddisfacimento della temperatura ambiente TA02 durante l'arco della giornata del 23 Febbraio 2012

A differenza di quanto precedentemente affermato, il 29 marzo, giorno simile al 23 febbraio in termini di condizioni esterne, l'impianto veniva gestito secondo una logica di regolazione aggiornata che è quella attualmente vigente. All'avviamento dell'impianto, la temperatura dell'aula 1 (TA02) ha un valore di circa 18°C e raggiunge il valore di setpoint mediante l'utilizzo della caldaia che interviene per i primi dieci minuti di funzionamento dell'impianto, preservando l'energia termica accumulata nel puffer e scaldando l'acqua di riempimento dei circuiti idraulici. La caldaia si spegne per poi non accendersi più per il resto della giornata (Figura 7) e l'energia termica necessaria al mantenimento dell'ambiente in temperatura è fornita dal puffer alimentato termicamente dal solo campo solare.
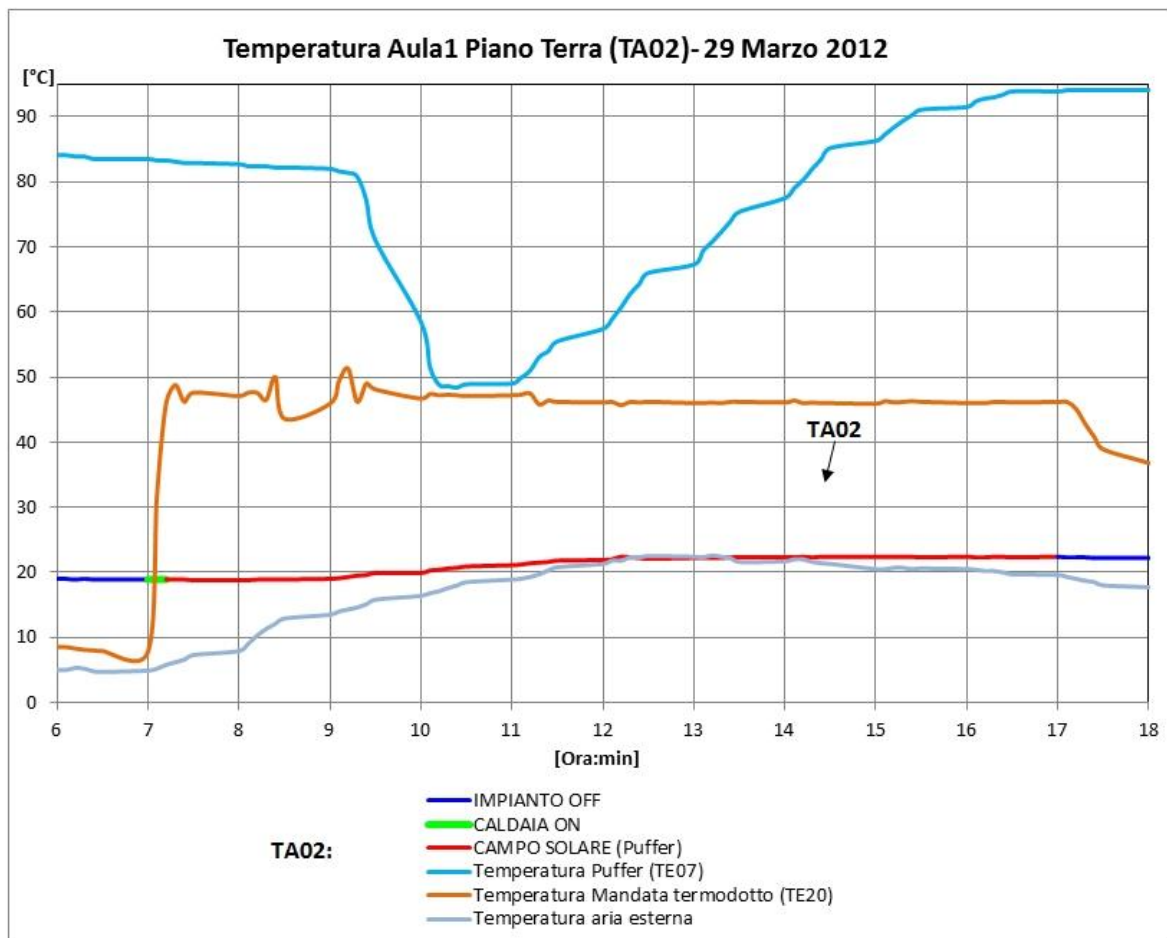
Figura 7: Soddisfacimento della temperatura ambiente TA02 durante l'arco della giornata del 29 Marzo 2012

La nuova logica di regolazione garantisce il raggiungimento delle temperature ambiente senza continui pendolamenti tra i due sistemi di generazione dell'energia termica (caldaia integrativa o campo solare) evitando quindi un consumo ingiustificato di combustibile fossile.

L'esempio riportato sottolinea quanto sia importante la logica di regolazione per questo tipo di impianti, strumento in grado di assicurare il massimo sfruttamento della fonte energetica rinnovabile che, per sua natura, ha una disponibilità di tipo variabile.

2.1.2 Logica di regolazione estiva

Oltre alla sezione dedicata alla produzione di energia termica, la logica di regolazione estiva gestisce tutte le apparecchiature in campo relative alla produzione e utilizzazione dell'acqua refrigerata (elettropompe, elettrovalvole, gruppo frigo ad assorbimento, etc.).

In particolare, la logica di regolazione inerente la parte d'impianto dedicata alla produzione di acqua calda mediante il campo solare è la stessa del funzionamento invernale in quanto, la produzione e l'immagazzinamento dell'acqua calda prodotta dal campo solare, sono indipendenti dalla richiesta di energia frigorifera necessaria alla climatizzazione dell'edificio. L'obiettivo è quindi massimizzare la produzione di energia termica da campo solare producendo acqua refrigerata, anche quando l'edificio non lo richieda, solo se l'energia termica è resa disponibile gratuitamente dal sole. L'acqua refrigerata prodotta in tal caso viene stoccata all'interno di un serbatoio di accumulo freddo e resa disponibile al momento del bisogno. Nel caso in cui sia necessario ricorrere alla caldaia integrativa per produrre acqua refrigerata, questo avverrà solo se la temperatura degli ambienti sarà superiore rispetto al valore di set point impostato e, con l'acqua refrigerata accumulata, non si riesce a rientrare nei valori di set.

Quando ci si trova all'interno della fascia oraria di occupazione dell'edificio, viene avviata l'elettropompa P07 e si verifica se la temperatura TE18 (temperatura parte bassa accumulo freddo) è maggiore del set point impostato (Figura 8).
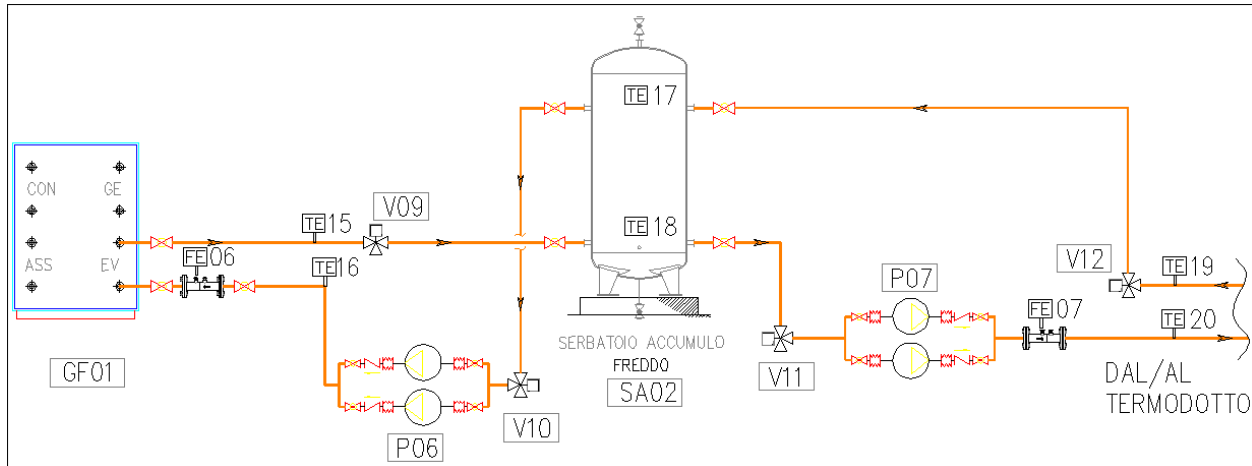
Figura 8: Stralcio schema funzionale – Gruppo frigo assorbimento - accumulo freddo - termodotto

In caso affermativo e in assenza di anomalie o di allarmi in relazione al funzionamento delle elettropompe di circolazione e della torre evaporativa, viene avviato il processo di produzione di acqua refrigerata. Se la temperatura dell'accumulo caldo TE07 è maggiore di 80°C allora la produzione di acqua refrigerata avviene sfruttando l'energia termica accumulata nel serbatoio solare fino a quando la temperatura TE18 raggiunge il set point, variabile in funzione della media aritmetica delle temperature degli ambienti (Tabella 1).

Tabella 1: Variazione setpoint TE18

Temperatura media ambienti *	Valore di setpoint TE18
21°C	18°C
22°C	16°C
23°C	14°C
24°C	12°C
25°C	10°C
26°C	8°C
27°C	7°C
28°C	7°C

*$T_{med\ amb}$= (TA02+TA03+TA04+TA05)/4

Quando la disponibilità di acqua calda da campo solare è insufficiente (TE07<79°C), l'alimentazione dell'assorbitore viene effettuata attraverso la caldaia integrativa a gas metano ed in tal caso la produzione di acqua refrigerata per ragioni di ottimizzazione viene legata anche alla reale necessità di raffrescamento degli ambienti serviti.

L'elettropompa P04 entra in funzione quando è richiesto l'intervento della caldaia: a circolatore spento la caldaia non avrà il consenso per passare in on. Con caldaia in funzione, l'elettrovalvola V06 è chiusa andando a deviare il flusso a valle della P03 all'interno dello scambiatore SC02 anziché al serbatoio di accumulo caldo (Figura 9).
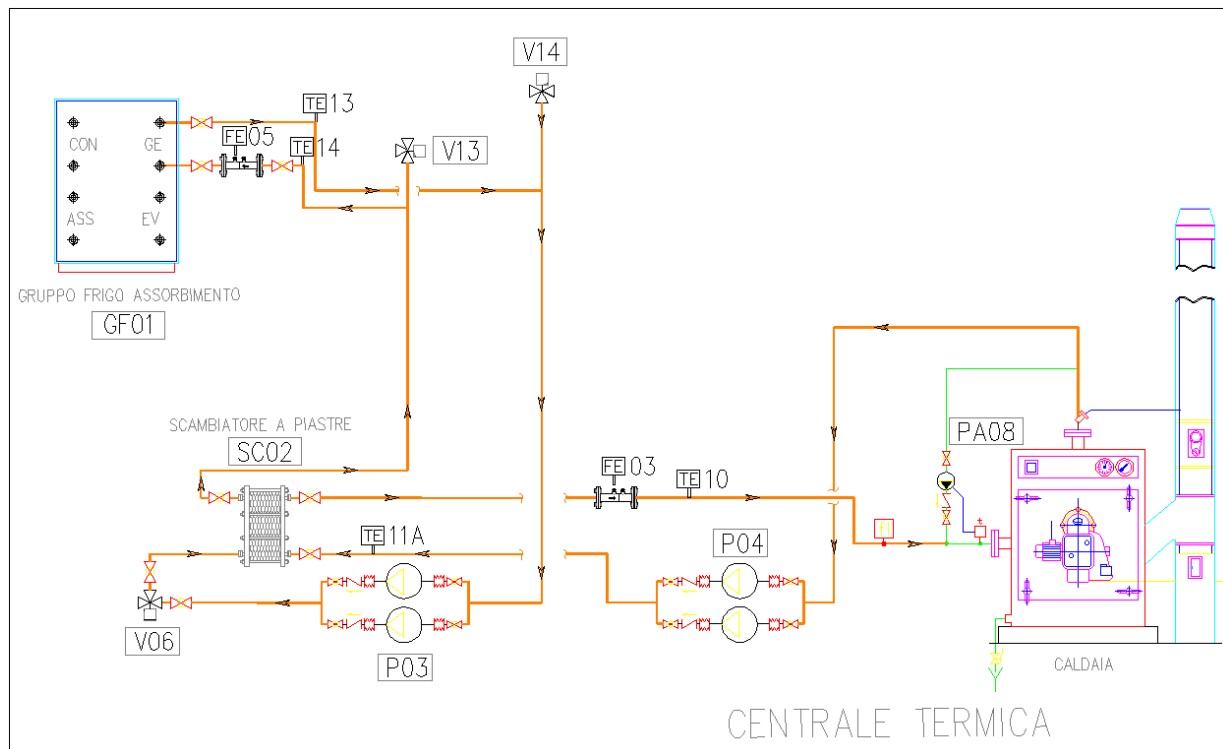
Figura 9: Stralcio schema funzionale – Caldaia di integrazione a servizio gruppo assorbimento

L’avviamento delle elettropompe P03 è gestito direttamente dall’assorbitore in funzione dell’effettiva richiesta di potenza termica al generatore. Il termostato TE11A costituisce una sicurezza per il generatore di calore, implementata su doppia soglia: se c'è carico (pompe P03 accese) allora il bruciatore della caldaia integrativa si spegne quando TE11A > 89°C; in assenza di carico (pompe P03 spente), il bruciatore commuta in off quando TE11A > 79°C.

La macchina interrompe il funzionamento quando la TE14 > 96°C per più di cinque secondi.

L’avviamento delle elettropompe P05 (circuito torre evaporativa) viene gestito direttamente dal gruppo frigo ad assorbimento, secondo le sue effettive necessità. Il sistema di regolazione attiva o meno il ventilatore della torre evaporativa al fine di massimizzare il COP del gruppo frigo, garantendo una temperatura in ingresso al condensatore (acqua uscita torre evaporativa) prossima a TE11B = 27°C (Figura 10).
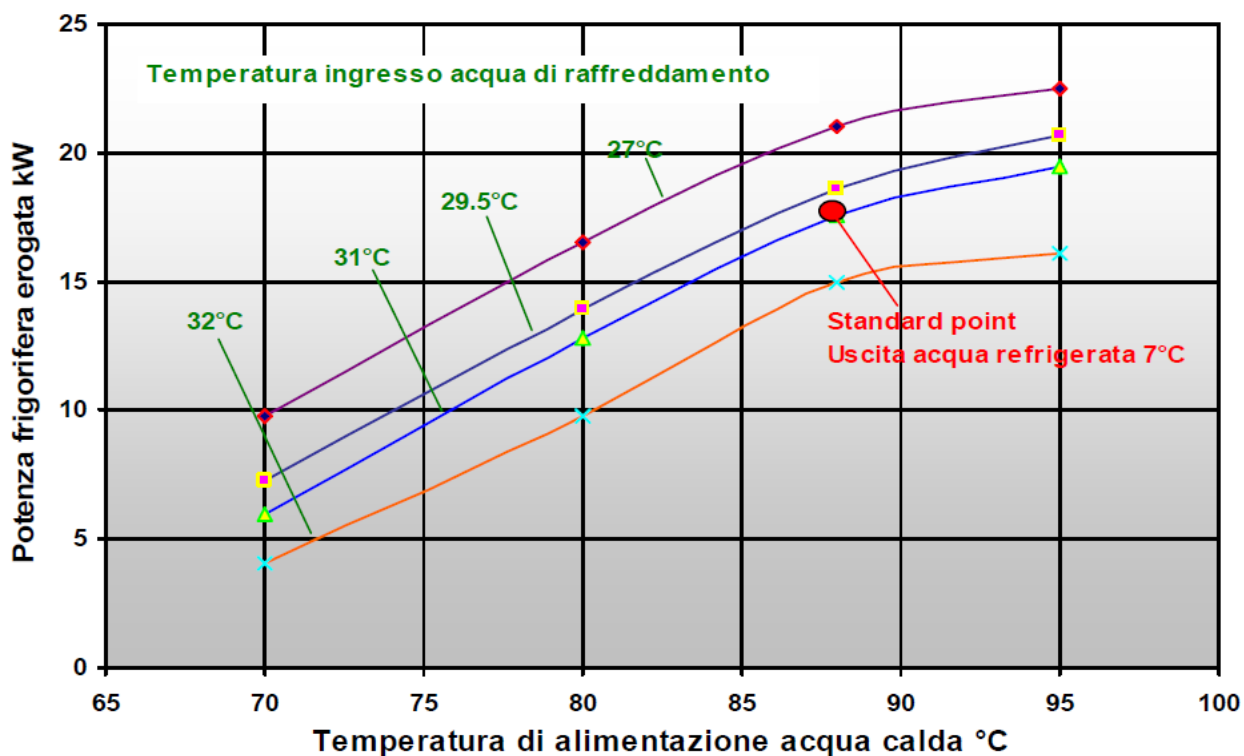
Figura 10: Curve caratteristiche di prestazione gruppo frigo YAZAKI mod. WFC-SC5 (Fonte: Documentazione Tecnica Maya – Yazaki WSC – SC 5)

La macchina interrompe il funzionamento quando la TE11B > 35°C per più di cinque secondi oppure quando la TE11B < 8°C per più di due minuti consecutivi, a pompe P05 accese: la logica di regolazione ha lo scopo di gestire il ventilatore torre affinché non si verifichino queste condizioni limite (Figura 11).
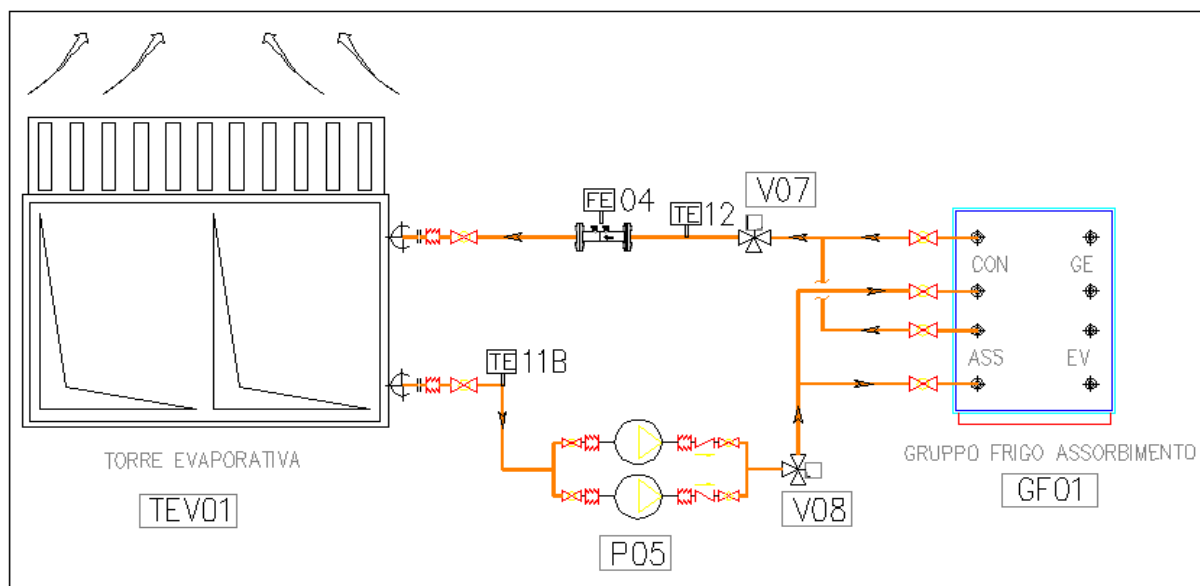
Figura 11: Stralcio schema funzionale – Gruppo frigo assorbimento-torre evaporativa

La scelta di quali terminali utilizzare (pannelli a pavimento – fan coil) è funzione della temperatura presente all’interno degli ambienti serviti (Figura 12).
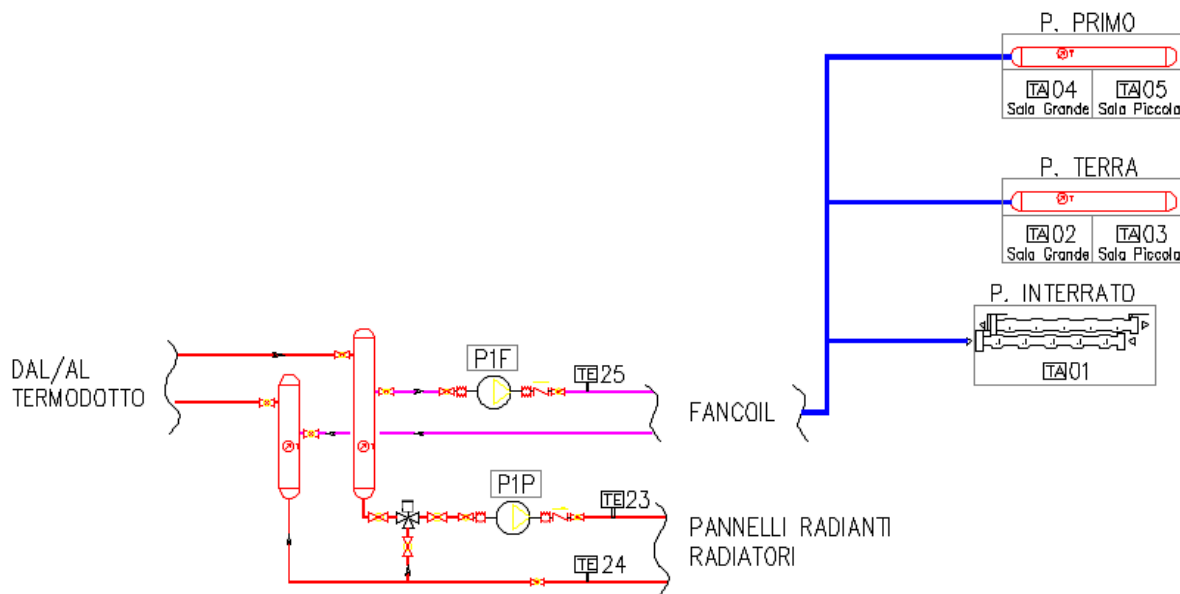
Figura 12: Stralcio schema funzionale – Sottocentrale e circuito Fan coil e pannelli a pavimento

La logica di regolazione agisce sulla scelta dei terminali d'impianto da utilizzare, sempre con l'obiettivo del risparmio energetico: quando gli ambienti necessitano di una climatizzazione meno spinta, vengono utilizzati i pannelli radianti a pavimento alimentati con acqua refrigerata a 14°C, semplice da produrre anche in presenza di bassa irradianza solare non ricorrendo all'ausilio della caldaia integrativa. Quando la temperatura degli ambienti è molto più alta rispetto al valore di set point impostato (ovvero in presenza di giornate molto calde con una elevata irradianza solare) vengono utilizzati i fan coil che, alimentati con acqua a 7°C, riescono ad erogare una potenza frigorifera superiore rispetto a quanto emesso dai pannelli radianti a pavimento. Essendo in presenza di elevata irradianza solare, il gruppo frigo ad assorbimento non avrà difficoltà a produrre acqua refrigerata a 7°C poiché il campo solare riesce a garantire gli 88°C in ingresso al generatore.

2.1.3 Analisi energetica di differenti logiche di regolazione

Per mezzo del codice di simulazione messo a punto dall'Università del Sannio sono state valutate le seguenti tre configurazioni di "downgrade impiantistico" rispetto alla soluzione già installata per la regolazione:

1. Impianto con regolazione centralizzata, in cui l'impianto modula la potenza rispetto ai segnali inviati al sistema di accumulo caldo da un unico termostato posto nell'Aula 1 al piano terra.
2. Impianto con regolazione di piano/zona. L'impianto modula la portata di acqua che alimenta i collettori di piano. Tre termostati sono rispettivamente collocati nell'Aula 1 al piano terra, nell'Aula 2 al piano primo, nella Hall impianti al piano seminterrato. Tali controlli termostatici regolano l'apertura/chiusura delle elettrovalvole montate in testa ai collettori.
3. Impianto con regolazione di piano/zona e correzione climatica. Configurazione similare alla regolazione 2. In questo caso, però, gli accumuli caldo e freddo variano la temperatura di set-point in funzione del livello termico esterno.

Nell figure che seguono si riportano i valori di energia primaria richiesti per la climatizzazione invernale (Figura 13) ed estiva (figura 14), i costi di gestione nella stagione di riscaldamento (figura 15), in quella di raffrescamento (Figura 16), e gli indicatori di controllo microclimatico (Figura 17).
In tabella 2 si riportano i risultati delle analisi tecnico-economiche effettuate.
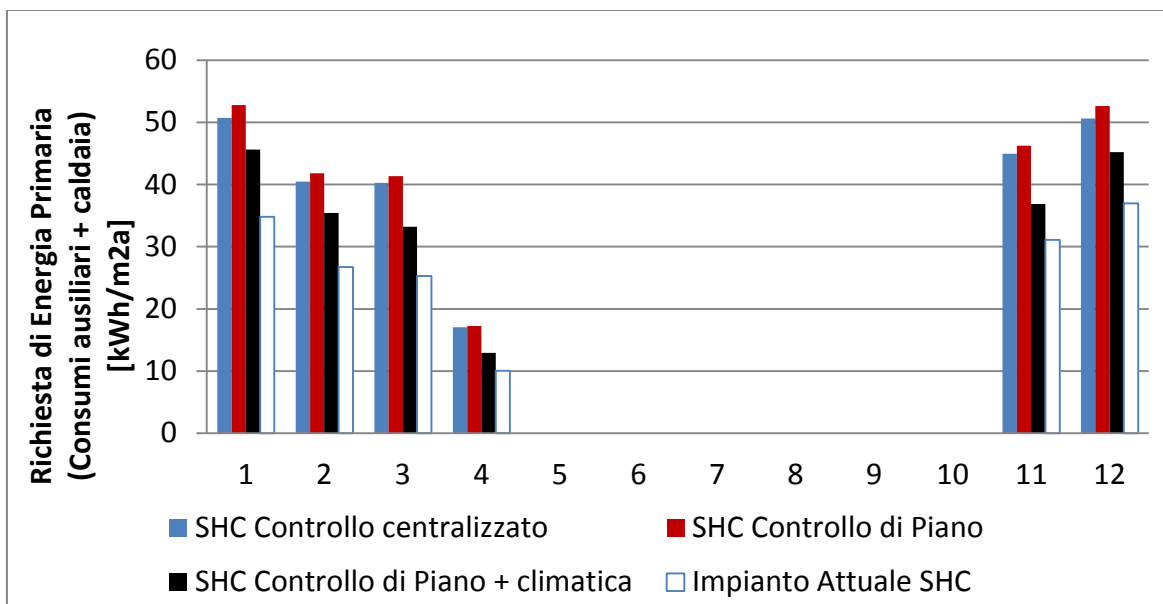
Figura 13- Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale di una superficie unitaria dell'edificio
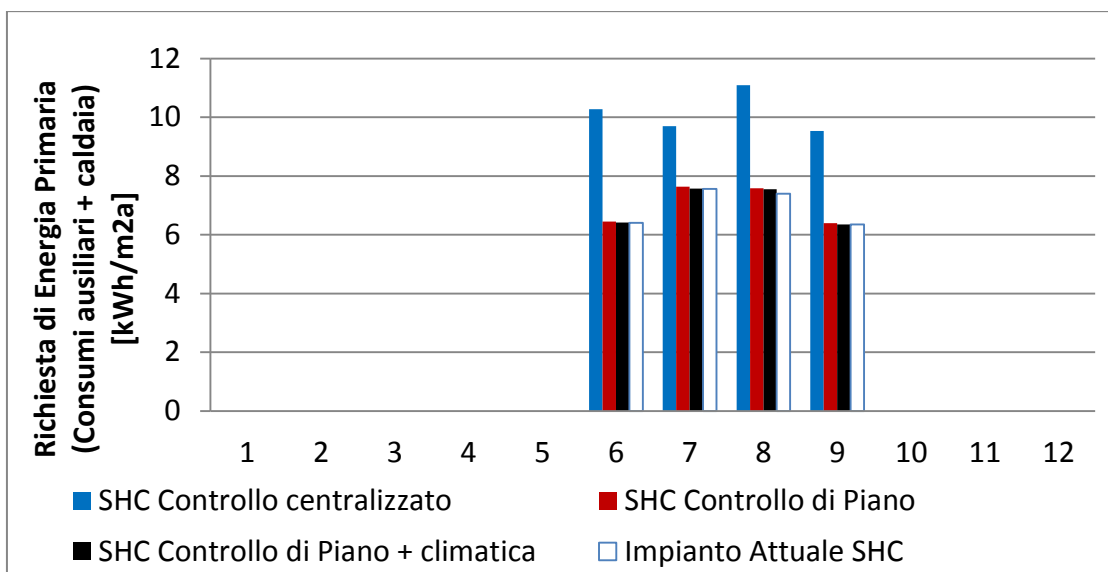
Figura 14 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva di una superficie unitaria dell'edificio
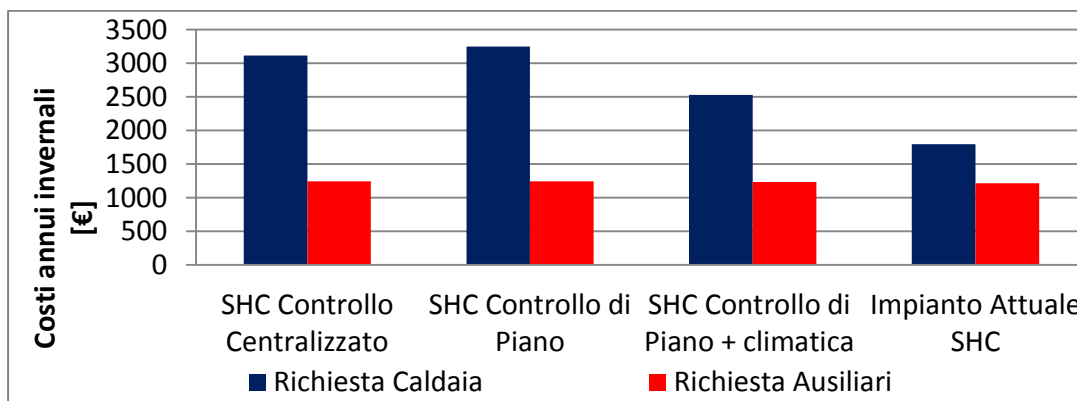
Figura 15 - Costi economici, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale dell'edificio
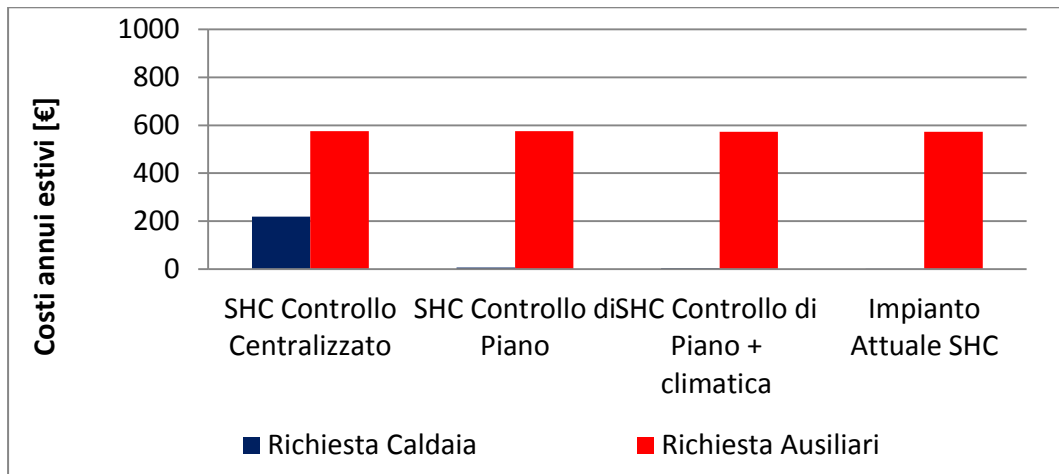
Figura 16 - Costi economici, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva dell'edificio
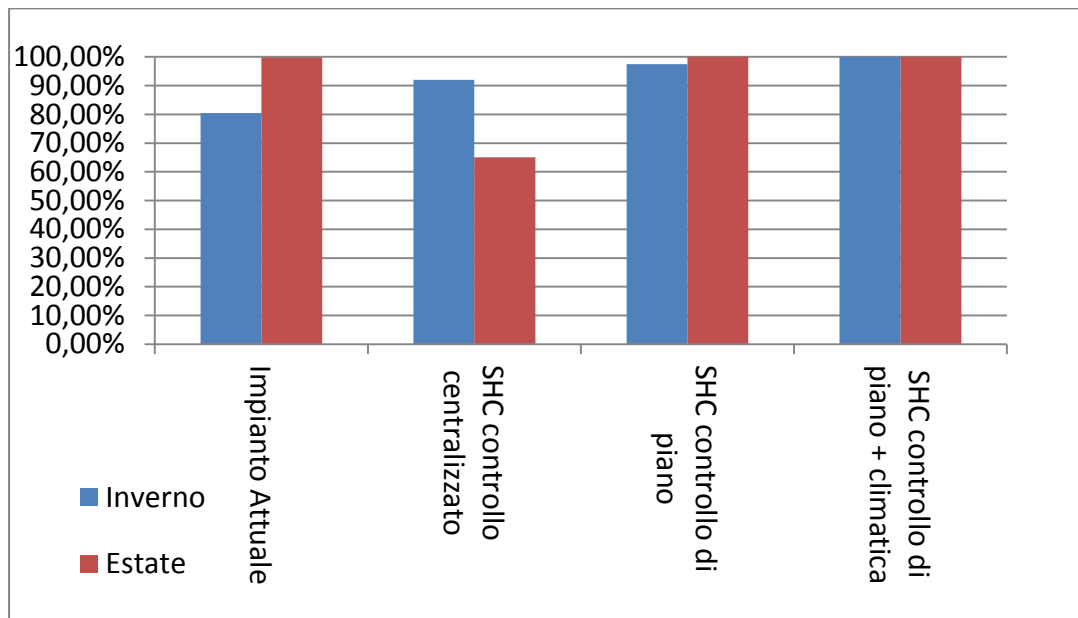
Figura 17 - Indicatori di Prestazione di temperatura, relativi alle intere stagioni di riscaldamento e raffrescamento, al variare della tipologia impiantistica

Dall'analisi economica, in tabella 2, emerge l'assoluta convenienza di logiche di regolazione sofisticate, atte a governare con l'adeguata qualità ed in maniera dinamica, il complesso dei dispositivi impiantistici, dagli accumuli ai circolatori, con attenzione agli ambienti più rappresentativi.
Di seguito, si propone un dettaglio dell'analisi di fattibilità tecnico-economica. Al netto dei costi di installazione del sistema di riferimento (€ 6700.00) che includono i dispositivi per la attivazione del "lato solare" dell'impianto (su cui non si interviene), risultano i seguenti costi extra, per regolazioni progressivamente più pregiate:

- Controllo di piano: extra-costo del sistema di regolazione stimato in € 470 (i.e., 7'170 € - 6700 €). Il risparmio economico annuo stimato dai calcoli con TRNSYS sarebbe pari ad 76 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente.
- Controllo di piano più regolazione climatica: extra-costo del sistema di regolazione stimato in € 1'430.00 (i.e., 8'130 € - 6'700 €). Il risparmio economico annuo stimato dai calcoli con TRNSYS sarebbe pari ad 802 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente.

- Controllo attuale: extra-costo del sistema di regolazione stimato in € 9'300 (i.e., 16'000 € - 6'700 €).

Il risparmio economico annuo stimato dai calcoli con TRNSYS sarebbe pari ad 1'557 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente.
I calcolati indicatori economici sono riportati in tabella 2.

Tabella 2 - Valori del SPB, DPB, VAN e IP per tutte le soluzioni alternative proposte

	SPB (anni)	DPB (anni)	VAN (€)	IP
SHC con controllo di piano	6.2	7.5	477	1.0
SHC con controllo di piano e correzione climatica	1.8	2.1	8564	6.0
SHC Regolazione attuale	5.9	7.2	10116	1.1

Più nel dettaglio, immediatamente, si nota come ciascun intervento di regolazione migliorata, dal più basico con regolazione di piano piuttosto che centralizzata, fino a quello attuale con complesso meccanismo di controllo dei set-point e delle temperature medie ambiente, mostrino indici economici soddisfacenti.
In particolare, andando a valutare i costi di investimento, il valore attuale netto e il rientro economico attualizzato, l'attuale prevista regolazione mostra una piena fattibilità tecnico-economica. Attualizzando i flussi di cassa, infatti, è quella che presenta un VAN più altro rispetto a tutte le altre configurazioni, con un indice di profitto pienamente soddisfacente.

2.2 Logiche di regolazione per impianti a pompa di calore aria-aria

Le pompe di calore aria-aria vengono utilizzate per la climatizzazione di grandi ambienti, principalmente del settore terziario:
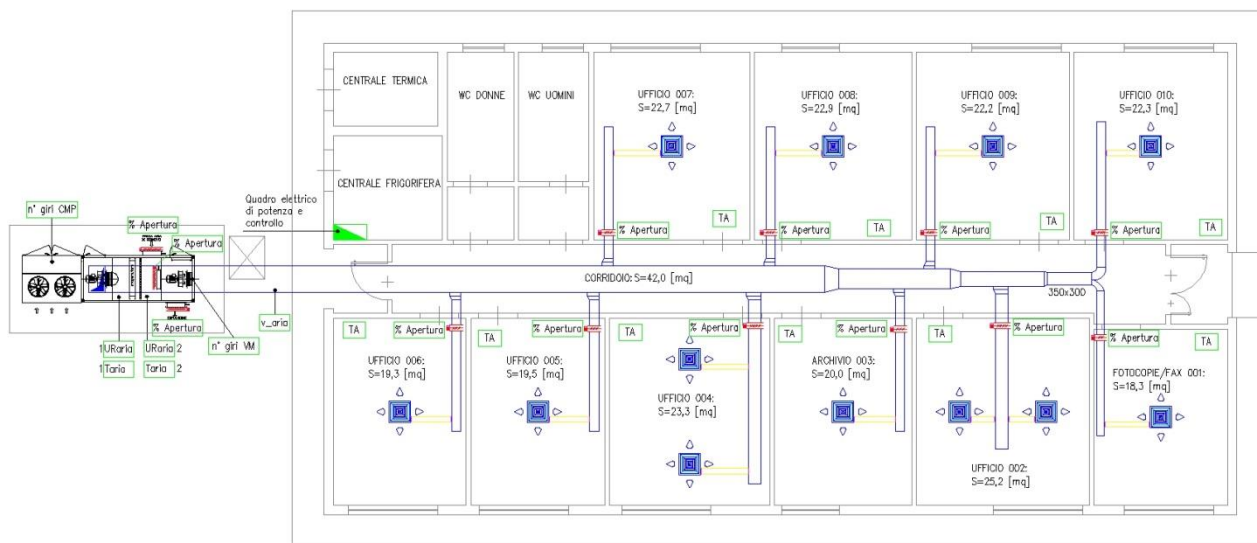
Figura 18: Layout distribuzione aria impianto con PDC aria-aria (roof top)

Il fluido termovettore prodotto dalla pompa di calore (aria calda in inverno ed aria fredda in estate) viene immesso direttamente nell'ambiente da climatizzare: il mantenimento delle condizioni di comfort sarà quindi gestito variando la portata e la temperatura dell'aria immessa all'interno degli ambienti serviti. Al fine di garantire anche una corretta qualità dell'aria, sarà gestita anche una percentuale di aria esterna (aria di rinnovo) che è funzione della percentuale di CO_2 rilevata nell'aria di ripresa dai vari ambienti.
A servizio dell'impianto di test è stata quindi implementata una logica di regolazione atta ad assicurare il funzionamento ottimale del sistema al fine di garantire il comfort negli ambienti serviti, limitando i consumi energetici necessari. L'impianto che serve i vari ambienti, del tipo a tutt'aria, è a portata variabile. La gestione della temperatura dei vari ambienti viene effettuata variando la portata d'aria immessa tramite delle serrande di regolazione servocomandate (impianto a portata variabile a basso costo).

Il roof top è dotato di ventilatori a portata variabile comandati da inverter: sui rami di immissione dell'aria negli ambienti serviti sono state predisposte delle serrande motorizzate in grado di variare la portata immessa dal 40% al 100%.
Alla partenza dell'impianto, il roof-top elaborerà la massima portata d'aria (inverter a 60 Hz) senza l'immissione di aria esterna e lavorando a "tutto ricircolo", al fine di ridurre i tempi di messa a regime dell'edificio: questa modalità di "messa a regime" sarà comunque funzione della richiesta termica dei vari ambienti serviti. Successivamente si valuterà la necessità di elaborare anche una certa frazione di aria esterna che dipenderà dal valore rilevato dalla sonda di CO_2 (<1000 p.p.m).
Il valore di temperatura presente in ciascun ambiente verrà confrontato con il valore di set della temperatura desiderata: avremo così un certo valore di portata immessa, funzione della percentuale di apertura della serranda.

Esempio:
Se nell'ufficio 2 occorressero 1000 mc/h di aria, ovvero la massima portata, l'apertura della serranda sarebbe del 100%. Se invece, poiché la temperatura ambiente è prossima al valore di set point, avessimo bisogno di soli 300 mc/h, l'apertura sarebbe del 30% (si ipotizza un andamento lineare tra la percentuale di apertura e la portata d'aria che transita attraverso la serranda di regolazione). In funzione del valore della portata immessa nei diversi ambienti, dipendente dalla vicinanza tra la temperatura dei vari ambienti e quella di set point, avremo la massima portata erogata dal ventilatore. Quando il primo degli uffici arriverà in temperatura, verrà ridotta la portata d'aria immessa nello stesso mandando in chiusura il servomotore a servizio della serranda di taratura dedicata (apertura minima 40% della corsa, valore comunque settabile).
Man mano che la temperatura all'interno degli altri uffici sarà prossima alla temperatura di set (± 1°C), si procederà limitando la portata di aria immessa.
Si procederà con l'associare il proprio peso a ciascun segnale di posizionamento serrande in modo che la variazione percentuale da 40% a 100% del servo automatismo sia immediatamente convertita nella variazione di portata corrispondente: ogni segnale, inserito in un circuito sommatore, fornirà il valore della portata complessiva che dovrà essere elaborato dai ventilatori del roof top. A serrande completamente aperte la portata complessiva sarà pari a 5400 m^3/h mentre con serrande al 40% sarà di 1500 m^3/h. Il valore di portata così ottenuto rappresenta il set point di portata richiesto alla macchina.
In tabella 2 si riportano le portate d'aria di progetto da immettere in ogni singolo ambiente, necessaria per valutare la legge che in funzione del numero di serrande in chiusura va a regolare la portata d'aria complessiva elaborata dal roof top.

Tabella 3: Portate d'aria nominali da immettere nei vari ambienti

Descrizione	**Superficie**	**Portata aria**
	[m^2]	[m^3/h]
Fotocopie/Fax: codice 001	18,3	400
Sala riunioni: codice 002	25,2	1000
Archivio: codice 003	20	500
Ufficio: codice 004	23,3	700
Ufficio: codice 005	19,5	450
Ufficio: codice 006	19,3	450
Ufficio: codice 007	22,7	650
Ufficio: codice 008	22,9	650
Ufficio: codice 009	22,2	600
Ufficio: codice 010	22,3	600
TOTALE =	**215,7**	**6000**

Misurando la velocità dell'aria che attraversa il canale di mandata ed essendo nota la sezione dello stesso (Dimensioni interne 750x450 mm), è possibile calcolare la portata d'aria in mandata elaborata dal roof top: modulando gli inverter a servizio dei ventilatori di mandata a ripresa aria è possibile ottenere la portata desiderata.
Tramite la sonda di velocità, conoscendo la sezione del canale, si calcola in real time la portata d'aria complessiva che il RT sta immettendo nei vari locali:

$$Q_{aria} = v_{aria} * S_{equivalente\ canale} = [m/s]* [m^2] \times 3600 = [m^3/h]$$
$$S_{equivalente\ canale}\ 750x450 = \emptyset_{equivalente} = 630\ [mm] = 0{,}315\ [m^2]$$
$$v_{aria} \text{ di progetto (riferita a } Q_{aria} = 6000\ [m^3/h]\ ) = 5{,}3\ [m/s].$$

Un ulteriore controllo di coerenza tra la percentuale di apertura delle serrande a servizio dei vari ambienti e la portata complessivamente elaborata dal roof top è effettuato tramite dei sensori di pressione aria installati a bordo roof top: qualora la pressione raggiunga il valore di soglia massimo ammesso (es. numero elevate di serrande in chiusura e portata aria massima), il controllore modula il ventilatore di immissione riducendo la portata d'aria elaborata dal roof top.
Quando la temperatura ambiente dei vari locali serviti sarà prossima al valore di set (es. 20°C durante il periodo invernale e 26°C durante il periodo estivo), verrà ridotta la portata d'aria al minimo (es. 40% di 6000 m^3/h): il mantenimento in temperatura degli uffici sarà quindi garantito minimizzando il consumo di energia elettrica.
E' stata inoltre prevista la compensazione della temperatura di mandata aria a seconda della temperatura media ambiente, che va ad agire sul numero di giri del compressore: questa "compensazione" è effettuata in base alla vicinanza delle temperature ambiente rispetto a quelle di set point (questa logica interviene quando T media ambiente entra nella fascia dei ± 2°C rispetto al set point impostato).

Esempio:
Ipotizzando una $T_{media\ ambiente}$ = 17,6 °C con $T_{set\ point}$ = 20°C, il compressore sarà settato al massimo numero di giri, garantendo una temperatura mandata aria pari a 45°C. Se la $T_{media\ ambiente}$ = 19°C (rientra nella fascia di ± 2°C rispetto al set point) il compressore inizierà a modulare, riducendo il numero di giri al fine di ottenere una temperatura mandata aria = 40°C (ovvero inferiore di 5°C rispetto al caso precedente).
La variazione massima di set ammissibile, variando il numero di giri del compressore, è di -10°C nel caso invernale (temperatura mandata aria minima = 35°C, contro i 45°C con CMP al massimo), +10°C nel caso estivo (temperatura mandata aria massima = 26°C, contro i 16°C con CMP al massimo).

2.2.1 Analisi energetica di differenti logiche di regolazione

Relativamente ai risultati ottenuti dalle simulazioni sul complesso edificio-impianto con Rooftop a CO_2, si è riscontrato che tutte le soluzioni alternative proposte - sia in riferimento alle logiche di regolazione che per quanto concerne le modifiche all'impianto nella sua componentistica - determinano un aggravio in termini di energia primaria necessaria e di costi di esercizio. Il motivo è da ricercarsi nell'elevato carattere tecnologico, sia dal punto di vista dei dispositivi che della logica di regolazione, della soluzione già installata. Gli ulteriori interventi proposti, quindi, sono stati elaborati al fine di migliorare il benessere microclimatico o le condizioni di qualità dell'aria all'interno degli ambienti climatizzati. In particolare, la soluzione alternativa che prevede la sostituzione delle attuali serrande di immissione, con cassette del tipo VAV con resistenze elettriche per il post-riscaldamento dell'aria in ingresso ai singoli ambienti permette di migliorare il benessere microclimatico nel singolo ufficio, garantendo un maggiore numero di ore in condizioni di comfort termico invernale. Questo è stato riscontrato attraverso l'analisi microclimatica effettuata a partire dall'indicatore di prestazione di temperatura, valutato come la percentuale di ore annue, in cui l'impianto è in funzione, nella quale si raggiungono le condizioni di temperatura ritenute di benessere per la stagione in esame. Esso è passato, con riferimento alla stagione invernale, dal valore di 84% del caso base, all'88% del caso con post-riscaldamento elettrico; l'intervento presenta tuttavia dei costi energetici ed economici ben più elevati, che non ne giustificano l'utilizzo. Stesso risultato, con minori penalizzazioni energetiche, si

sarebbe avuto optando per cassette VAV con batterie ad acqua calda, ma l'assenza di tale fluido termo-vettore e la necessità di predisporre una rete idronica hanno portato a scartare tale configurazione alternativa.

2.3 Logiche di regolazione per impianti a pompa di calore aria-acqua

2.3.1 Analisi energetica di differenti logiche di regolazione

Sono state valutate le seguenti tre configurazioni di "downgrade impiantistico" rispetto alla soluzione già installata per la regolazione:

1. impianto con regolazione solo sui livelli termici del fluido termo-vettore di mandata dalla pompa di calore reversibile, mediante rilevazione da sonda di temperatura posta sul ritorno del fluido termo-vettore alla PdC.
2. Impianto con regolazione centralizzata, in cui l'impianto modula la potenza rispetto ai segnali inviati alla pompa di calore da un unico termostato posto in ambiente, ed in particolare posto nell'Aula 1 al piano terra.
3. Impianto con regolazione di piano. Tre termostati sono rispettivamente collocati nell'Aula 1 al piano terra, nell'Aula 2 al piano primo, nella Hall impianti al piano seminterrato. Tali controlli termostatici regolano l'apertura/chiusura delle elettrovalvole montate in testa ai collettori di piano, a modulazione della portata veicolata. La regolazione è di tipo "di zona".

Per quanto concerne i risultati ottenuti, anche in questo caso non risulta affatto vantaggioso né dal punto di vista economico né dal punto di vista della qualità del controllo microclimatico, un tipo di gestione non "armonico" rispetto alla innovazione della tecnologia impiantistica.

Tali risultati sono riassunti nelle figure che seguono, relative a: richieste energetiche (figure 19 e 20), costi di gestione (figure 21 e 22), controllo microclimatico (figura 23).

In tabella 4 si riporta l'analisi economica.
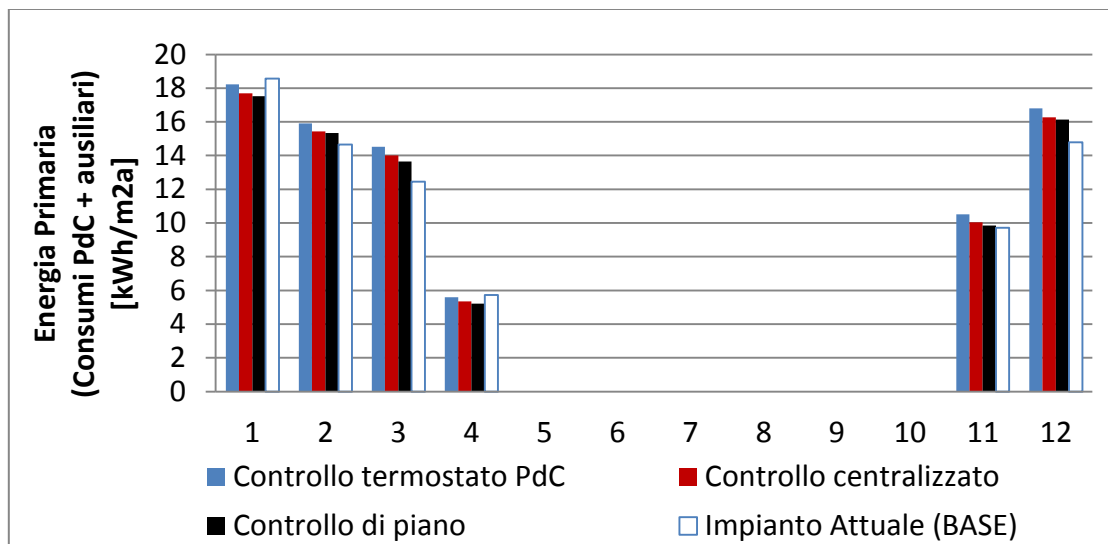
Figura 19 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale di una superficie unitaria dell'edificio
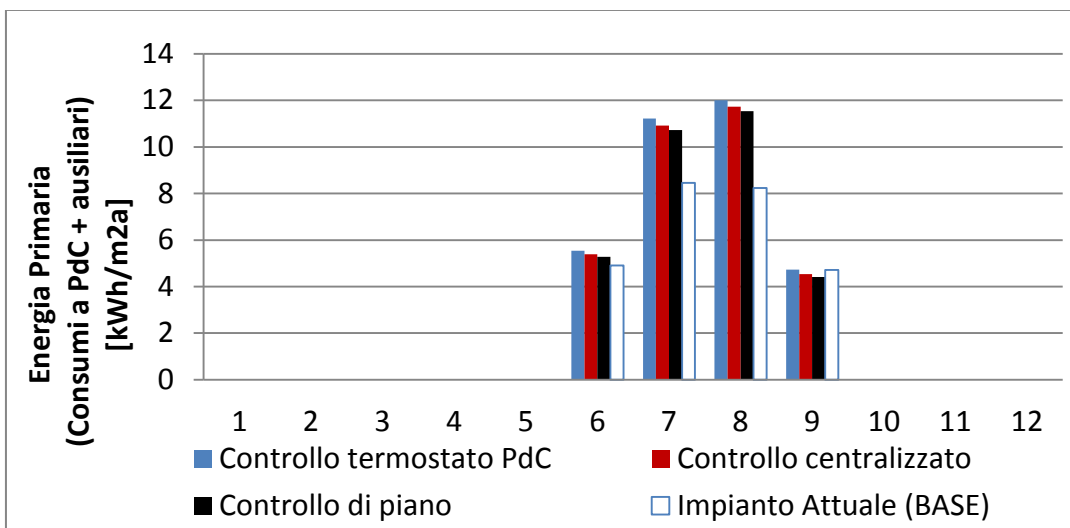
Figura 20 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva di una superficie unitaria dell'edificio
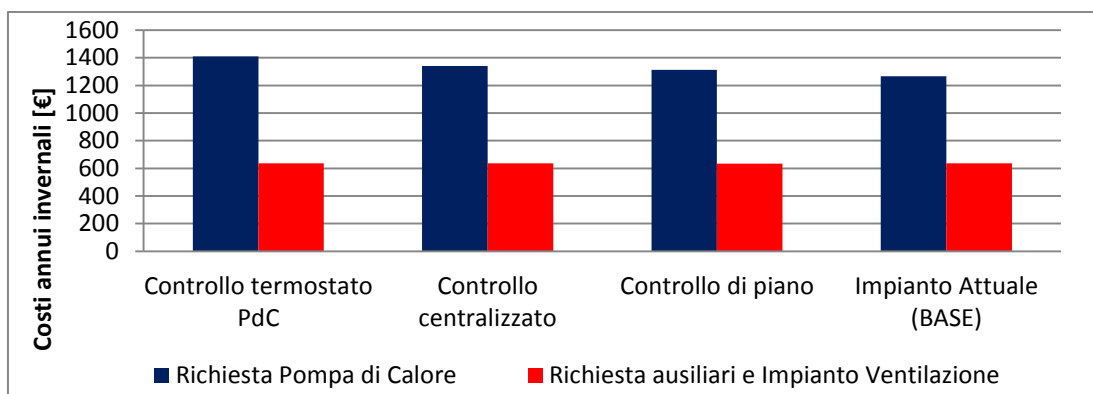
Figura 21 - Costi economici, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale dell'edificio
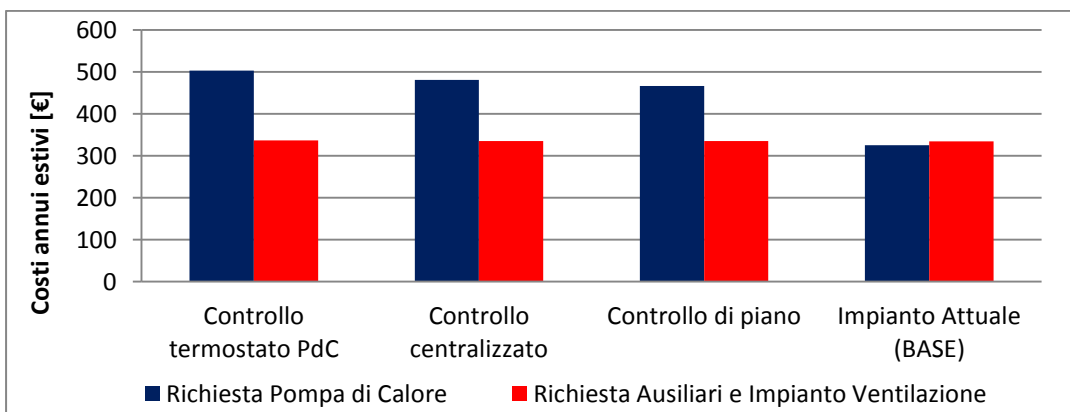
Figura 22 - Costi economici, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva dell'edificio
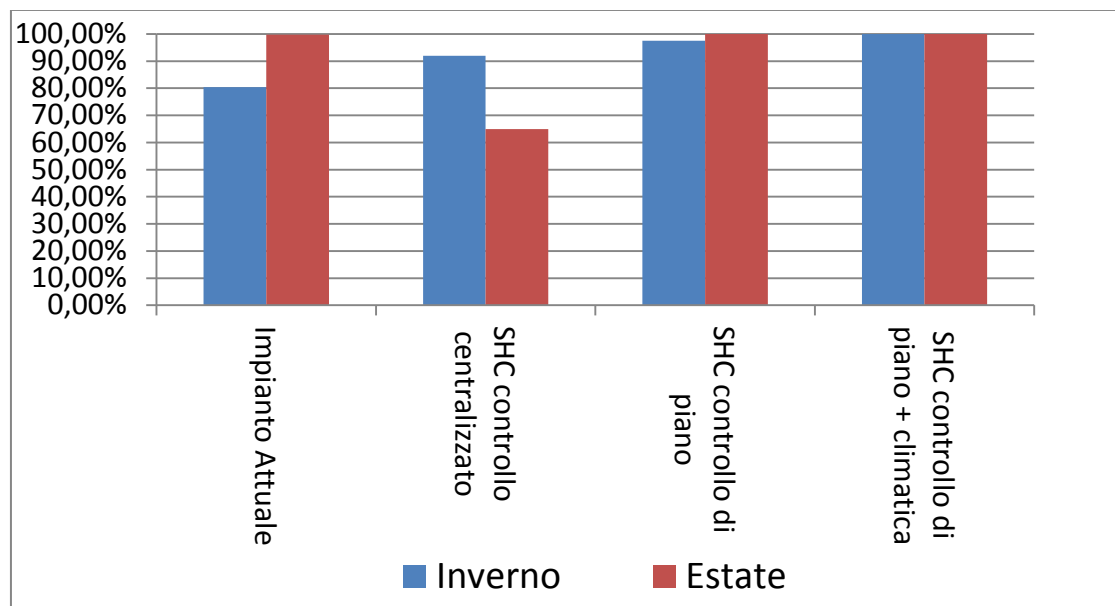
Figura 23 - Indicatori di Prestazione di temperatura, relativi alle intere stagioni di riscaldamento e raffrescamento, al variare della tipologia impiantistica

Di seguito, in tabella 4, si propone un dettaglio dell'analisi di fattibilità tecnico-economica. I costi di installazione dei sistemi di regolazione sono:

- Controllo centralizzato: extra-costo sistema di regolazione stimato in € 350.00 (risparmio di 93.00 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente).
- Controllo di piano: extra-costo sistema di regolazione stimato in € 1470.00 (risparmio di 136.00 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente).
- Controllo Attuale: extra-costo sistema di regolazione stimato in € 2100.00 (risparmio di 322.00 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente).

Tabella 4 - Valori del SPB, DPB, VAN e IP per tutte le soluzioni alternative proposte

	SPB (anni)	DPB (anni)	VAN (€)	IP
Controllo Centralizzato	3.7	4.2	810	2.3
Controllo di Piano	10.8	16.1	225	0.2
Controllo ambiente per ambiente (attuale)	6.5	8.0	1912	2.9

Immediatamente, si nota come ciascun intervento di regolazione migliorata, dal più basico con termostato centralizzato in unico ambiente di riferimento a quello attuale (ambiente per ambiente), mostrino indici economici soddisfacenti.

In particolare, andando a valutare i costi di investimento (valore attuale netto e il rientro economico attualizzato), emerge che la regolazione prevista per singolo locale ottiene una piena fattibilità tecnico-economica. Attualizzando i flussi di cassa, infatti, è quella che presenta un VAN più altro rispetto a tutte le altre configurazioni, con un indice di profitto pienamente soddisfacente.

3 Conclusioni

Nell'ambito dell'attività di ricerca dal titolo "Logiche di regolazione progettate per impianti di solar heating and cooling ed a pompa di calore" l'Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie, l'Energia e lo Sviluppo economico sostenibile e il DING - Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli Studi del Sannio, hanno realizzato uno studio teorico-sperimentale finalizzato alla ricerca e all'individuazione di configurazioni impiantistiche e logiche di regolazione alternative ottimizzate sotto il profilo dell'efficienza energetica, dei costi di esercizio e della capacità di controllo microclimatico.

In particolare, sono stati analizzati gli impianti di riscaldamento e raffrescamento installati presso gli edifici F76 ed F92 e quindi:

- Impianto aeraulico con esclusivo controllo di temperatura e qualità dell'aria mediante Rooftop a CO_2, presso l'edificio container F76.
- Impianto di Solar Heating and Cooling, per il controllo della temperatura in inverno ed in estate, mediante pannelli radianti e/o ventilconvettori, presso l'edificio F92.
- Impianto di ventilazione meccanica, con recupero entalpico di calore, e sistema idronico di riscaldamento/raffrescamento con pompa di calore aria-acqua commerciale, presso l'edificio F92.

Relativamente ad i risultati ottenuti dalle simulazioni sul complesso edificio-impianto con Rooftop a CO_2, si è riscontrato che tutte le soluzioni alternative proposte a quella attualmente utilizzata- sia in riferimento alle logiche di regolazione che per quanto concerne le modifiche all'impianto nella sua componentistica - determinano un aggravio in termini di energia primaria necessaria e di costi di esercizio. Il motivo è da ricercarsi nell'elevato carattere tecnologico, sia dal punto di vista dei dispositivi che della logica di regolazione, della soluzione già installata. E' stata inoltre verificata la possibilità di migliorare il benessere microclimatico o le condizioni di qualità dell'aria all'interno degli ambienti climatizzati valutando altresì il costo di tali migliorie.
Sul complesso edificio-impianto con "Solar Heating and Cooling", presso l'edificio F92, sono state effettuate analisi mirate a valutare variazioni nella logica di controllo e significative variazioni impiantistiche, oppure variazioni della sola logica di regolazione.
Relativamente al primo tipo di studio, si è riscontrato che tutte le soluzioni alternative proposte (ad eccezione ovviamente del riferimento stabilito e quindi il funzionamento ad esclusione del circuito solare), comportano una riduzione in termini dei costi di esercizio. Sono dunque da valutarsi singolarmente.
Per le simulazioni ottenute variando solo la logica di regolazione è stato riscontrato che, in termini di costi di gestione, controllo microclimatico e congruità tecnico-economica nella sua interezza, non risultano assolutamente idonei i sistemi a controllo esclusivamente di tipo centralizzato. Oltre ad un mancato controllo microclimatico per significative ore elle stagioni di riscaldamento e raffrescamento, sono indotti costi di gestione, su base annua, anche superiori al 45% rispetto a quelli caratterizzanti l'attuale impianto con sofisticato sistema di gestione e controllo. Migliori risultati si ottengono con la regolazione di zona, se abbinata ad un sistema di correzione delle temperature negli accumuli caldo e freddo in funzione delle condizioni climatiche esterne.
Anche per quanto concerne - sempre con riferimento all'Edificio F92 - l'impianto con pompa di calore commerciale del tipo aria-acqua e impianto di ventilazione con recupero di calore si è proceduto ad un'analisi mirata a valutare variazioni nella logica di controllo e significative variazioni impiantistiche, oppure variazioni della sola logica di regolazione.
Le variazioni impiantistiche proposte non hanno avuto un riscontro positivo in quanto, a fronte degli elevati costi di investimento, che porterebbero a tempi di ritorno molto elevati, sono stati ottenuti scarsi miglioramenti microclimatici.
Infine, per quanto la mera modifica della logica di controllo e regolazione, anche in questo caso non risulta affatto vantaggioso né dal punto di vista economico né dal punto di vista della qualità del controllo microclimatico, un tipo di gestione non "armonico" rispetto alla innovazione della tecnologia impiantistica.
In particolare, i costi di gestione connessi alla climatizzazione annuale dell'edificio sono significativamente più alti al decrescere della qualità del sistema di regolazione.

ALLEGATO A

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione

"Determinazione di logiche di regolazione progettate ad hoc tramite simulazioni numeriche dell'interazione impianto-utenza per gli impianti di climatizzazione disponibili presso l'ENEA Casaccia"
tra ENEA ed UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DEL SANNIO

Responsabile scientifico ENEA: Nicolandrea Calabrese

Responsabile scientifico UNIPA : Prof. Giuseppe Peter Vanoli

Ricerca di Sistema elettrico

Determinazione di Logiche di Regolazione progettate ad hoc tramite simulazioni numeriche dell'interazione impianto-utenza per gli impianti di climatizzazione disponibili presso l'ENEA Casaccia

Autori: G.P.Vanoli, F. de Rossi, N. Bianco,
F. Ascione, R.F. De Masi, I. Di Matteo, S. Grasso

Allegato "A" al Report RdS/2013/090

DETERMINAZIONE DI LOGICHE DI REGOLAZIONE PROGETTATE AD HOC TRAMITE SIMULAZIONI NUMERICHE DELL'INTERAZIONE IMPIANTO-UTENZA PER GLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE DISPONIBILI PRESSO L'ENEA CASACCIA

Responsabile Scientifico per l'Università degli Studi del Sannio: G.P. Vanoli
Team: F. de Rossi, N. Bianco, F. Ascione, R.F. De Masi, I. Di Matteo, S. Grasso

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA
Piano Annuale di Realizzazione 2012
Area: Razionalizzazione e Risparmio nell'Uso di Energia Elettrica
Progetto: Utilizzo del Calore Solare ed Ambientale per la Climatizzazione
Obiettivo: A. Sperimentazione e Qualificazione di Componenti e Sistemi
Responsabile del Progetto: Ing. N. Calabrese, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all’interno dell’Accordo di collaborazione “Determinazione di logiche di regolazione progettate ad hoc tramite simulazioni numeriche dell'interazione impianto-utenza per gli impianti di climatizzazione disponibili presso l'ENEA Casaccia"

Responsabile scientifico ENEA: Ing. N. Calabrese
Responsabile scientifico UNISANNIO: Prof. G.P. Vanoli

Indice

Sommario

Nell'ambito dell'accordo di collaborazione tra l'ENEA e l'Università degli Studi del Sannio, Dipartimento di Ingegneria, dal Titolo "Determinazione di logiche di regolazione progettate ad hoc tramite simulazioni numeriche dell'interazione impianto-utenza per gli impianti di climatizzazione disponibili presso l'ENEA Casaccia", si è proceduto all'elaborazione di un set di diagnosi energetiche, eseguite attraverso i codici di calcolo numerici più evoluti per la simulazione termo-energetica dinamica degli edifici e degli impianti di climatizzazione in essi installati, finalizzate alla proposizione di interventi di messa a punto e miglioramento di alcuni sistemi di riscaldamento e raffrescamento, di particolare interesse applicativo in quanto caratterizzati da elevata innovazione, presenti presso la Sede dell' Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile, al Centro Ricerche Casaccia in Roma.
Oggetto dell'attività di ricerca sono stati tre impianti di climatizzazione di proprietà dell'ENEA, e quindi una Rooftop a CO_2, un impianto di Solar Heating and Cooling con caldaia ausiliaria ed una più tradizionale pompa di calore commerciale aria-acqua, per la produzione di fluidi termo-vettori caldi e freddi destinati ad alimentare terminali idronici.
Degli impianti appena citati,è stato effettuato lo studio considerando la loro integrazione negli edifici F76 e F92 sempre di proprietà ENEA, ed in particolare la Rooftop a CO_2 a servizio dell'edificio F76 e gli altri due impianti asserviti all'edificio F92.
Per effettuare la modellazione degli impianti e simularne il funzionamento nell'accoppiamento con gli edifici, è stato necessario modellare anche questi ultimi con appropriati codici per la simulazione termo-energetica dinamica. L'analisi numerica è stata effettuata attraverso EnergyPlus 7.2.0 (con modellazione geometrica in DesignBuilder) e/o TRNSYS 17 (con modellazione geometrica in Google SketchUp), in funzione delle caratteristiche del sistema edificio/impianto in esame e la rispondenza del codice numerico a disposizione rispetto alle specifiche peculiarità.
Per ogni accoppiamento impianto-edificio oggetto di studio sono state proposte, oltre alla simulazione degli impianti "*as is*", soluzioni impiantistiche alternative atte a migliorare le condizioni qualitative dell'aria all'interno degli ambienti climatizzati, le condizioni di benessere termo-igrometrico, oppure atte a ricercare un risparmio nei costi di esercizio.
Relativamente all'impianto con pompa di calore aria-aria installato presso l'edificio F76, cono state effettuate solo modifiche alla logica di regolazione (paragrafo 2.1).
Per l'edificio F92, invece, data la elevata tecnologia di entrambe le soluzioni proposte (i.e., Solar Heating and Cooling e climatizzazione con ventilazione meccanica e pompa di calore commerciale), soprattutto in riferimento alla recente installazione che soddisfa i requisiti di legge in merito a regolazioni di tipo ambiente per ambiente, sono state operate più ampie analisi. In particolare,

- al paragrafo 2.2. sono analizzati "upgrade" impiantistici dell'Impianto di Solar Heating and Cooling,
- al paragrafo 2.3. sono analizzati "upgrade" impiantistici dell'Impianto con PdC commerciale e VCM,
- al paragrafo 2.4. sono analizzati "downgrade" impiantistici di entrambe le soluzioni alternative tra loro, intervenendo meramente sul sistema di regolazione.

Tale suddivisione è stata fatta in considerazione del fatto che si tratta di impianti, in entrambi casi, di ultima generazione, relativamente al sistema di generazione ma anche alla configurazione di tutti gli altri sotto-sistemi, e quindi distribuzione, accumulo, emissione e controllo.
Pertanto, è difficilmente ipotizzabile che tali impianti non siano già provvisti, con riferimento all'ultimo dei sotto-sistemi citati, già di un tipo di controllo del tipo ambiente per ambiente, con termostati situati nei singoli locali, che direttamente inviano impulsi di regolazione ai terminali di erogazione o alle temperature degli accumuli. Uniche significative migliorie impiantistiche, pertanto, devono necessariamente modificare anche la componentistica, anche con riferimento ai sistemi di generazione.
In ogni caso, al paragrafo 2.4 si contemplano, seppur tale studio abbia una valenza più accademica che realistica, anche configurazioni del sistema di controllo dal modesto contenuto e valore tecnologico.

Più nel dettaglio, divise per ogni singolo impianto, le configurazioni alternative analizzate sono nel seguito richiamate:

1. Edificio F76 con Rooftop a CO_2 (paragrafo 2.1):
    - *funzionamento Rooftop a CO_2, a quota fissa di aria esterna, pari alla minima portata di ventilazione alla più bassa velocità del ventilatore di mandata;*
    - *funzionamento Rooftop a CO_2, in cui può variare sia la portata d'aria immessa sia la portata d'aria esterna (outside air), sempre pari al 28% dell'aria immessa;*
    - *funzionamento Rooftop a CO_2, in cui può variare sia la portata d'aria immessa sia la portata d'aria esterna (outside air), sempre pari al 40% dell'aria immessa;*
    - *funzionamento Rooftop a CO_2 con controllo termico migliorato mediante utilizzo di batterie di post-riscaldamento di zona;*
    - *funzionamento Rooftop a quota fissa di aria esterna, pari al 100% della portata veicolata.*

2. Edificio F92 con impianto di Solar Heating and Cooling (paragrafo 2.2):
    - *messa a punto del sistema previa sostituzione dell'accumulo caldo con uno di capacità superiore (3000 litri);*
    - *variazione dei livelli termici di soglia per l'utilizzo dell'alimentazione dell'impianto ad energia solare di 5°C;*
    - *modifica impiantistica con sostituzione del generatore a combustione attuale con caldaia a condensazione ad alta efficienza;*
    - *modifica impiantistica con sostituzione del generatore a combustione attuale con generatore a combustione di biomasse presenti in-situ.*

-

3. Edificio F92, con impianto a pompa di calore commerciale aria-acqua ed impianto di ventilazione con recupero (paragrafo 2.3):
    - *Messa a punto dell'impianto, con integrazione di mini-accumulo da 400 litri dotato di riscaldatore elettrico da 4 kW_{el}.*
    - *Integrazione di accumulo da 1000 litri (riutilizzato da impianto attuale, tank freddo).*
    - *Impianto con nuova PdC commerciale da 65 $kW_{frigoriferi}$ e 72 $kW_{termici}$.*
    - *Impianto con nuova PdC commerciale da 65 $kW_{frigoriferi}$ e 72 $kW_{termici}$ e accumulo da 1000 litri.*

4. Solo regolazione relativamente ad Edificio F92, con impianto di Solar Heating and Cooling (sotto-paragrafo 2.4.1):
    - *Impianto con regolazione centralizzata, rispetto ai segnali inviati al sistema di accumulo caldo da un unico termostato in ambiente di riferimento.*
    - *Impianto con regolazione di piano/zona, con controllo differenziato rispetto alle esigenze termiche rilevate in zone di riferimento a ciascun piano.*
    - *Impianto con regolazione di piano/zona e correzione climatica. Configurazione similare a quella precedente, con correzione climatica dei set-point agli accumuli caldo e freddo in funzione del livello termico esterno.*

- *Impianto con regolazione attuale, basata su complessi sistemi di attivazione alternata pannelli radianti o ventilconvettori, in funzione della temperatura degli accumuli, anche essa variabile rispetto alle condizioni medie rilevate negli ambienti più rappresentativi.*

5. Solo regolazione relativamente ad Edificio F92, con PdC commerciale e VCM (sotto-paragrafo 2.4.2):
    - *Impianto con regolazione solo sui livelli termici del fluido termo-vettore di mandata dalla pompa di calore reversibile, mediante rilevazione da sonda di temperatura posta sul ritorno.*
    - *Impianto con regolazione centralizzata, rispetto ai segnali inviati al sistema di accumulo caldo da un unico termostato in ambiente di riferimento.*
    - *Impianto con regolazione di piano/zona, con controllo differenziato rispetto alle esigenze termiche rilevate in zone di riferimento a ciascun piano.*

- *Impianto con regolazione attuale, del tipo ambiente per ambiente, con azione sulla energia erogata/sottratta da ciascun terminale di riscaldamento e raffrescamento, rispetto alle esigenze termiche di ciascun locale climatizzato.*

Come si vedrà nel seguito, le variazioni proposte raramente produrranno un vantaggio in termini di fattibilità tecnico-economica, derivandone indici economici non positivi, tranne nel caso dell'impianto di Solar Heating and Cooling che presenta margini di miglioramento, anche relativamente ai costi di gestione.

Diversamente, dal punto di vista del controllo microclimatico indoor e della qualità dell'aria negli ambienti climatizzati, molte configurazioni alternative consentiranno condizioni interne migliorative rispetto a quelle derivanti dall'uso degli impianti attuali.

1 Introduzione

Nell'ambito dell'accordo di collaborazione tra l'ENEA e l'Università degli Studi del Sannio, Dipartimento di Ingegneria, dal Titolo "Determinazione di logiche di regolazione progettate ad hoc tramite simulazioni numeriche dell'interazione impianto-utenza per gli impianti di climatizzazione disponibili presso l'ENEA Casaccia", si è proceduto all'elaborazione un set di diagnosi energetiche, eseguite attraverso i codici di calcolo numerici più evoluti per la simulazione termo-energetica dinamica degli edifici e degli impianti di climatizzazione in essi installati, finalizzate alla proposizione di interventi di messa a punto e miglioramento di taluni sistemi di riscaldamento, raffrescamento e climatizzazione, presenti presso la Sede dell' Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile, al Centro Ricerche Casaccia in Roma. In particolare, come meglio descritto nella sezione seguente e nei paragrafi 2.1, 2.2 e 2.3, (ciascuno dei quali relativo ad una delle tipologie di sistema edificio/impianto studiate) si tratta di:

- Impianto con Rooftop a R744 installato presso l'edificio container F76.
- Impianti di Solar Heating and Cooling installato presso l'edificio F92.
- Impianto idronico con pompa di calore commerciale reversibile e ventilazione meccanica controllata, installato presso l'edificio F92.

1.1 Oggetto della attività di ricerca scientifica

Gli edifici e gli impianti rispetto ai quali si è proceduto alla sopra-richiamate diagnosi energetiche sono nel seguito brevemente descritti e, con riferimento a ciascuno di essi, sono presentate le principali peculiarità impiantistiche. Una descrizione maggiormente dettagliata, per ciascuno di essi, sarà proposta nel capitolo 2, all'interno del quale, per ciascun edificio, saranno anche motivate le scelte che hanno portato all'utilizzo di un determinato codice o insieme di software per la simulazione termo-energetica dinamica dello stesso:

1. Impianto tipo 1, presso edificio container F76. Si tratta di struttura prefabbricata adibita ad uffici per il personale ricercatore ENEA. L'edificio è provvisto di impianto di riscaldamento invernale e raffrescamento estivo del tipo convettivo, con portata d'aria addotta ai singoli ambienti variabile, variabile anche la quota di aria esterna presente in essa. Più in particolare, ciascun ambiente, di quelli direttamente climatizzati mediante immissione di aria, è dotato di serrande a controllo automatico, che configurano un semplice e funzionale sistema VAV.

Figura 1.1.1 - Edificio e Rooftop di cui al Container F76

Figura 1.1.2 - Rooftop a CO_2, con evidenza dello scambiatore esterno

La rete aeraulica di ripresa preleva aria esausta dagli ambienti non direttamente climatizzati, principalmente dal corridoio longitudinale (in cui fluisce per depressione, attraverso griglie di transito presenti sulle porte di separazione tra corridoio ed uffici, l'aria proveniente dagli ambienti climatizzati). Il punto di immissione dell'aria in uscita dalla centrale di trattamento è regolato rispetto alle condizioni termo-igrometriche del plenum di ripresa. La quantità di aria esterna, invece, è regolata sul differenziale di CO_2 tra ambiente interno ed ambiente esterno, fissato a 600 ppm. La centrale di trattamento è del tipo Rooftop, con ciclo inverso di tipo trans-critico, con refrigerante naturale costituito da anidride carbonica. La pompa di calore a CO_2, con scambio energetico ad espansione diretta con l'aria di mandata, è poi dotata, all'interno del sistema Rooftop, di ventilatori di mandata e ripresa del tipo a portata d'aria variabile, modulando la portata d'aria complessivamente veicolata in ambiente da un massimo di 5400 m^3/h ad una minima parzializzazione pari al 40%.

Figura 1.1.3 - Scambiatore esterno della roof-top visto dall'interno ed unità ventilante

2. Impianto tipo 1 presso Edificio multipiano F92, con sistema di generazione del tipo elio-assistito, con alimentazione alternativa di ventilconvettori/pannelli radianti. Trattasi di impianto di "Solar Heating and Cooling" (*SHC nel seguito*), con campo solare costituito da collettori a tubi evacuati per complessivi 56 m^2, assorbitore del tipo acqua-bromuro di litio, circuito primario con scambiatore a piastre per alimentazione accumulo caldo da 1500 litri, sistema di alimentazione assorbitore dotato di torre evaporativa e accumulo freddo da 1000 litri, alimentazione possibile alternativa di ventilconvettori e o pannelli radianti. Il sistema, per entrambi i regimi di funzionamento invernali

ed estivi, prevede dry-cooler per smaltimento dell'energia termica in eccesso oltre uno stabilito livello termico all'accumulo caldo.

In regime invernale, è consentito il funzionamento, allo start-up ed in condizioni di scarso irraggiamento solare, in by-pass del circuito solare e relativo bollitore, con funzionamento di generatore a combustione alimentato a gas naturale per la produzione del fluido termo-vettore caldo ad alimentazione dei soli ventilconvettori. In regime estivo, tale sistema integrativo a combustione è utilizzato per innalzare il livello termico all'acqua in ingresso al generatore della pompa di calore ad assorbimento, ove necessario. L'assorbitore, del tipo monostadio, è by-passato in regime invernale.

Figura 1.1.4 - Campo di collettori solari a tubi evacuati in due stringhe, per 56 m^2 complessivi
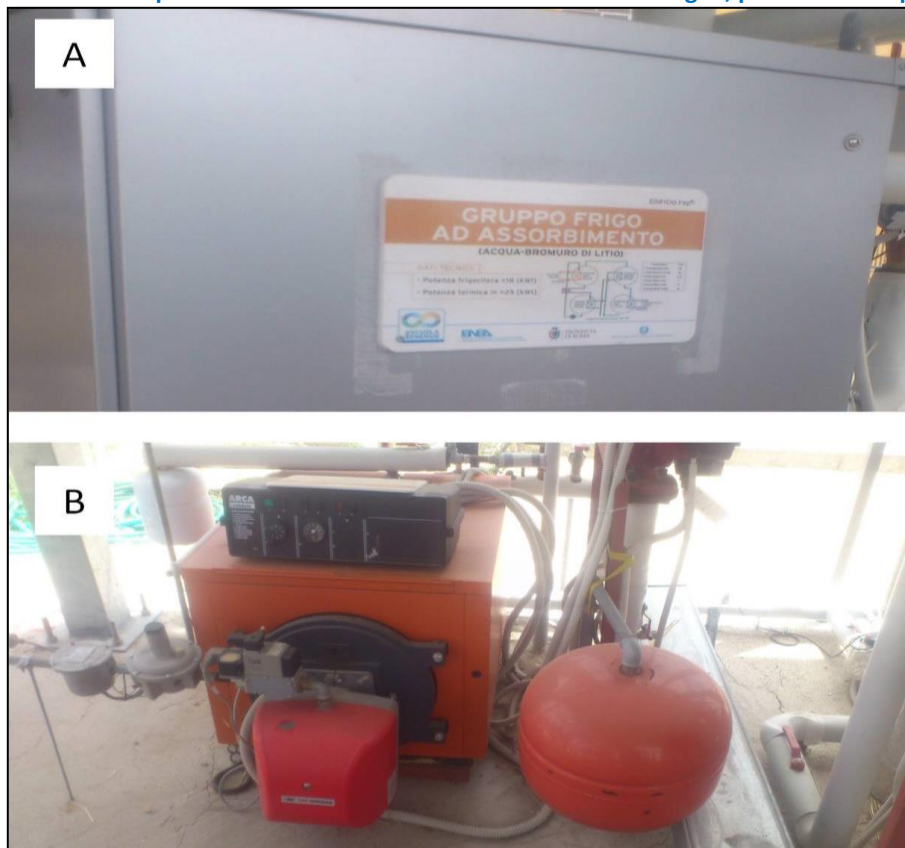
Figura 1.1.5 - Impianto di Solar Heating and Cooling all'edificio F92: a) assorbitore acqua-bormuro di litio, b) caldaia integrativa a gas naturale

3. Impianto tipo 2 presso edificio multipiano F92. Il sistema di generazione è del tipo con pompa di calore del tipo aria-acqua, con condensazione in aria esterna e produzione di acqua calda (funzionamento a pompa di calore) e refrigerata (funzionamento a macchina frigorifera) che fungono da fluidi termo-vettori per l'alimentazione di ventilconvettori del tipo a due tubi. L'impianto di riscaldamento e raffrescamento sopra-citato è provvisto in parallelo di sistema convettivo per la ventilazione controllata in ambiente, atto a garantire sufficiente qualità dell'aria nei locali climatizzati.
   Trattasi di impianto di ventilazione meccanica controllata, con recuperatore di calore del tipo entalpico posto in controcorrente tra la portata di rinnovo e la portata d'aria ripresa dagli ambienti e destinata all'espulsione.
   Per quanto concerne impianto idronico, si tratta di sistema centralizzato provvisto di collettori di mandata/ripresa di piano, dalla produzione ai singoli ventilconvettori. Relativamente agli impianti VCM, sono presenti due sistemi autonomi (piano terra e primo piano), ciascuno con proprie canalizzazioni di mandata/ripresa e recupero energetico con scambiatore entalpico.
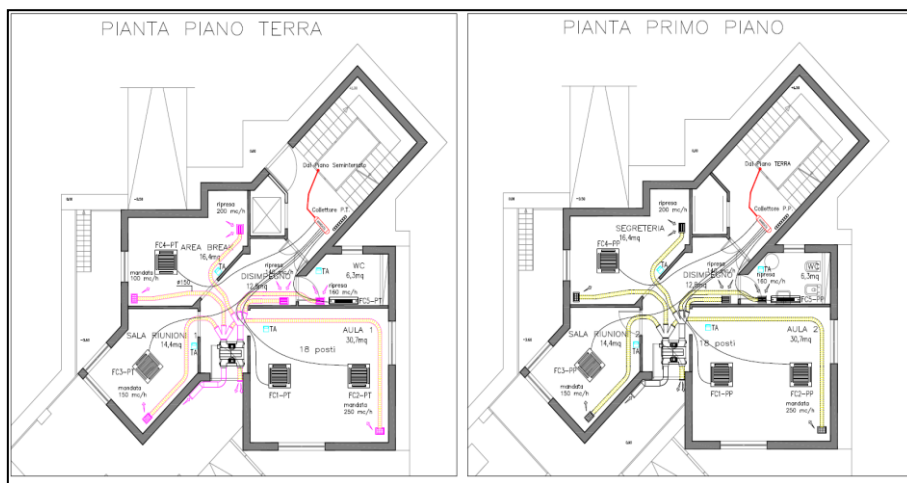
Figura 1.1.6 - Planimetrie piano primo e secondo Edificio F92

Figura 1.1.7 - Presa d'aria esterna ed estrazione al piano terra dell'edificio F92

1.2 Descrizione del codice di calcolo e delle condizioni al contorno per le simulazioni

Premessa alla attività di collaborazione in ricerca scientifica nel seguito riportata è la necessaria distinzione tra le verifiche prestazionali richieste dalla presente legislazione energetica nazionale - recepita dagli orientamenti di indirizzo comunitario a partire dal D.Lgs. 192/2005 [1] e s.m.i. e ad oggi centrata intorno al D.P.R. 59/2009 [2], il DM 26.06.2009 [3] ed il D.Lgs. 28/2001 [4] - funzionale alla valutazione della qualità e

certificazione energetica degli edifici in condizioni di utilizzo convenzionali, e quanto invece richiesto al fine di operare diagnosi energetiche realistiche del sistema complesso edificio/impianti tecnologici e delle fonti di conversione energetica rinnovabile a scala di edificio.
In particolare, metodologie di audit avanzate sono necessarie, secondo gli Standard europei EN 13790/2008 [5], EN 15603/2008 [6], come recepiti in Italia dalla Specifica Tecnica UNI TS 11300-1 [7], allorquando l'obiettivo non è l'ottenimento del titolo edilizio o la classificazione energetica degli immobili in condizioni convenzionali di esercizio, bensì l'individuazione delle criticità peculiari che li caratterizzano.
In tali condizioni, i citati Standard normativi fanno esplicito riferimento a valutazioni adattate all'utenza (i.e., "*tailored ratings*"), la cui massima espressione è l'analisi termo-energetica di tipo dinamico.
Partendo dalle considerazioni sopra esposte, strumento operativo indispensabile per la diagnosi delle prestazioni attuali e potenziali dell'edilizia risulta essere la simulazione termo-energetica dinamica, tipologia di analisi che supera i limiti dell'approccio stazionario basato su dati di riferimento convenzionali.

In particolare, la simulazione energetica dinamica (BEPS - Building Energy Performance Simulation) è lo strumento che permette la valutazione delle condizioni termo-igrometriche interne medie riferite a specifici instanti, i carichi di riscaldamento-raffreddamento, le richieste energetiche, su base oraria, in funzione di condizioni al contorno (affollamenti, condizioni climatiche, parametri di comfort richiesti) variabili nel tempo e nelle varie funzioni che un edificio complesso può contenere.

Tipo di valutazione	Dati di ingresso			Scopo della valutazione
	Uso	Clima	Edificio	
di Progetto (*Design rating*)	Standard	Standard	Progetto	Permesso di costruire Certificazione o Qualificazione energetica del progetto
Standard (*Asset rating*)	Standard	Standard	Reale	Certificazione o Qualificazione energetica
Adattata all'utenza (*Tailored rating*)	In funzione dello scopo		Reale	Ottimizzazione, Validazione, Diagnosi e programmazione di interventi di riqualificazione

Figura 1.2.1 - Possibilità, dati di input e finalità dei vari tipi di audit energetico (da UNI TS 11300-1)

Tali analisi numeriche consentono, pertanto, le necessarie valutazioni sia di tipo qualitativo (capacità di controllo dei parametri microclimatici da parte delle soluzioni impiantistiche studiate) che di tipo quantitativo (richieste energetiche), superando i limiti dello studio statico in condizioni di progetto, avvalendosi di dati climatici orari e variazione temporale, anche fortemente impulsiva, dei carichi endogeni.

1.3 Modelli di calcolo e codici per la simulazione termo-energetica

Ai fini di questo studio, le simulazioni dinamiche BEPS hanno consentito analisi energetiche dinamiche edificio-impianto di climatizzazione, individuando, per le diverse categorie edilizie (in precedenza descritte e nel dettaglio analizzate ai paragrafi 2.1, 2.2 e 2.3), caratterizzate da specifiche peculiarità, i carichi di riscaldamento-raffreddamento e le richieste energetiche, avvalendosi di dati climatici orari e possibilità di variazione temporale del carico interno (funzionamento di dispositivi elettrici installati, illuminazione artificiale, presenza variabile di persone).

Rispetto alle sopra-citate premesse, l'Università degli Studi del Sannio, Dipartimento di Ingegneria, mediante l'ausilio di personale docente e ricercatore interno e borse di studio per cooperazione nell'ambito dello specifico progetto, ha svolto tale attività di collaborazione secondo le predette modalità.
In particolare, le attività e le finalità di cui all'Accordo di Collaborazione sono state rispettivamente espletate e raggiunte attraverso modellazione dei sistemi edifico/impianto negli ambienti numerici maggiormente accreditati a livello internazionale e presso la comunità scientifica mondiale, e quindi:

- TRNSYS 17 [8].
- ENERGYPLUS 7.2.0 [9].

In riferimento ai due codici per la simulazione termo-energetica sopra richiamati, segue un breve approfondimento.
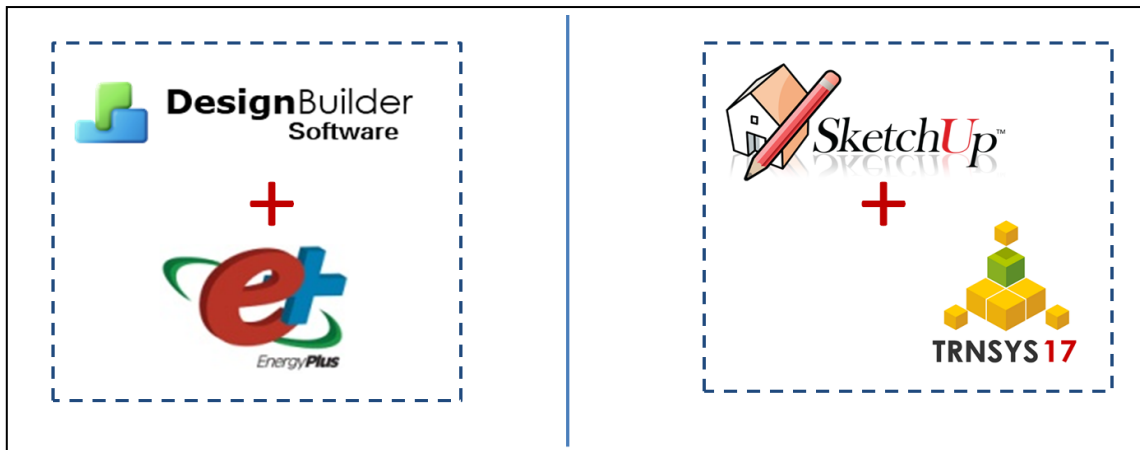
Figura 1.3.1 - Codici per la simulazione termo-energetica dinamica adoperati: DesignBuilder + EnergyPlus e SketchUp + TRNSYS

- TRNSYS 17. "Transient System Simulation Studio" è un codice di calcolo per la modellazione in regime dinamico delle interazioni energetiche del sistema edificio/impianto, sviluppato dal Laboratorio di Energia dell'Università del Wisconsin a partire dagli anni '80. Ad oggi, il programma, costituito come meglio esplicitato nel seguito, da una serie di moduli ed interfacce, è arrivato alla versione 17, la prima che consente un' agevole modellazione di complessi edifici multi-zona grazie alla interfacciabilità con il plug-in Open Studio di Google SketchUp [10]. Come anticipato, TRNSYS si compone di una struttura modulare, con una elevata flessibilità nella personalizzazione della componentistica ed associazione dei vari dispositivi, principalmente di tipo termo-tecnico, che compongono il modello.
  L'interfaccia principale di TRNSYS è il modulo "Simulation Studio", attraverso cui si costruiscono/richiamano i vari componenti del modello, dall'edificio al file climatico, dall'impianto di climatizzazione alle fonti rinnovabili, attraverso cui si da' avvio al calcolo numerico-simulativo, basato sulla risoluzione di funzioni di trasferimento, e risolto dai moduli TRNSYSexe.exe e TRSNYSdll.
  Tra i moduli collegati al Simulation Studio, assume un ruolo significativo il TRNBuild, attraverso cui si definiscono le caratteristiche geometriche e termo-fisiche dell'edificio e che, in riferimento ad una serie di valutazioni relative alle potenze endogene installate, alle interazioni energetiche edificio-ambiente, lavora anche come codice stand-alone.
  A partire dalla versione 17 di TRNSYS, come detto, l'interfacciabilità con un programma di modellazione architettonica altamente avanzato, quale Google SketchUp [10], consente la modellazione di edifici molto più complessi di quelli inizialmente modellabili in TRNBuild. In particolare, al codice SketchUp, attraverso il plug-in Open Studio, si demanda il ruolo di modellazione 3D dell'edificio, riconoscimento delle adiacenze a ciascuna superficie dell'involucro edilizio, definizione geometrica delle zone termiche, poi richiamate e specificate in maniera classica attraverso TRNBuild.
  L'associazione/associabilità con SketchUp ha consentito il superamento di un grosso limite delle versioni precedenti di TRNSYS, e quindi la poca agevolezza nel modellare edifici complessi. Infatti, sebbene il codice abbia sempre consentito la modellazione di edifici, il programma è stato spesso utilizzato, in passato, principalmente per definire le prestazioni impiantistiche su curve di carico

termico ed elettrico o pre-calcolate oppure fornite esternamente da calcoli effettuati in altro ambiente. La possibilità di richiamare una domanda di energia termica/frigorifera mediante file esterno, senza quindi ricorrere alla modellazione del sistema edificio, è ancora una modalità ampiamente utilizzata per gli studi energetici eseguiti in ambiente TRNSYS.
Ad oggi, comunque, tale necessità/opportunità è stata ampiamente superata e, pertanto, nei modelli predisposti nell'ambito di questo studio, si ricorrerà ad una modellazione edificio/impianto contestuale, sempre nel medesimo modello di calcolo.

- EnergyPlus 7.2.0. Tale codice, sprovvisto di interfaccia, è principalmente usato come motore di simulazione, e nel caso più generale, è adoperato attraverso programmi di interfaccia sviluppati da software house commerciali.
  EnergyPlus, sviluppato dal U.S. D.O.E. - Department of Energy of United States, si compone di una struttura modulare codificata in Fortran 90, e rappresenta l'evoluzione della sinergia fra le distinte basi tecniche Blast e DOE-2, con il contributo scientifico dell'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Technical Committee 4.7 Energy Calculation).
  EnergyPlus è costituito da un sistema complesso di vari moduli e risolutori numerici, che lavorano simultaneamente per valutare l'energia necessaria per il riscaldamento, la ventilazione ed il raffrescamento degli edifici, convertita sia da sistemi tradizionali sia da sistemi innovativi alimentati da fonti energetiche tradizionali o rinnovabili.
  La procedura iterativa prevede un continuo scambio di informazioni tra i diversi moduli in parallelo, in modo che i carichi calcolati, in riferimento agli intervalli di tempo specificati dall'utente, siano trasferiti al modulo di simulazione del sistema edificio, in riferimento allo stesso intervallo di tempo. Particolarità di EnergyPlus, rispetto ad altri codici per la simulazione termo-energetica, è lo scambio di informazioni continuo, con iterati feedback, tra i vari moduli e risolutori di cui si compone - tra cui, ovviamene, i macro sistemi edificio ed impianto - , fino all'ottenimento degli impostati criteri di convergenza. Il metodo di analisi richiede, rispetto ad altri software, tempi computazionali solitamente più lunghi ma anche l'affidabilità dei risultati è ampiamente dimostrata da ampi test di validazione (disponibili, in formato di report, al sito internet di Eplus) sia da numerose fonti di letteratura.
  Nel codice, sia i dati di input che quelli di output sono forniti come file di testo. I bilanci energetici, la temperatura interna e le previsioni sulle condizioni di comfort sono ottenuti per mezzo di algoritmi di calcolo bastati, alternativamente, su molteplici algoritmi di calcolo. Più in dettaglio, EnergyPlus può risolvere - e questa è una delle potenzialità più apprezzate - la trasmissione del calore in transitorio attraverso il sistema edificio, secondo diverse possibilità:
  - Algoritmi basati sulla risoluzione di Funzioni di Trasferimento, relativamente alla conduzione in parete (CTF - Conduction Transfer Function).
  - Algoritmi basati su metodi numerici alle Differenze Finite, relativamente alla conduzione in parete (ConFD - Conduction Finite Difference).
  - Algoritmi agli elementi finiti, per la valutazione dei flussi termici ed igrometrici (HAMT - Combined Heat And Moisture Finite Element).

  Come anticipato, i metodi sono caratterizzati da grado di dettaglio nei risultati e tempi computazionali richiesti piuttosto diversi. I metodi basati sulla risoluzione delle funzioni di trasferimento sono, secondo consolidata letteratura scientifica, tanto eleganti quanto potenti. La formulazione delle CTF, secondo il metodo implementato in EnergyPlus, avviene secondo l'approccio introdotto da J. Seem *et al*. [11] negli anni '80, mediante la rappresentazione in spazio di stato. La formulazione delle CTF lega il flusso termico attraverso un elemento dell'edificio alle temperature presenti e precedenti alle interfacce di tale elemento ed ad un set di flussi termici valutati agli istanti precedenti. Potenza ed eleganza della formulazione in spazio di stato sono l'evitare, mediante ricorso alla algebra matriciale, il calcolo delle temperature nodali, la qual cosa riduce significativamente sia la potenza computazionale richiesta sia i tempi di calcolo. Il metodo risulta pertanto di veloce risoluzione e, nella maggior parte dei casi, è il più indicato per edifici non

significativamente massivi e laddove il campo termico in parete non deve essere completamente determinato.
I metodi alle differenze finite, diversamente, risolvono completamente la trasmissione del calore all'interno della struttura, consentendo la valutazione delle temperature nodali, ma con un onere computazionale molto più elevato rispetto a quanto necessario per la risoluzione della trasmissione del calore mediante le CTF. Più in particolare, le temperature interne, ad ogni nodo, sono accuratamente valutate, e ciò consente verifiche sull'involucro edilizio molto più spinte, quali ad esempio studi sulla formazione di condensa a determinate interfacce, oppure progettazione della idonea temperatura di fusione/solidificazione di un materiale a cambiamento di fase, oppure ancora valutazione del comportamento termico in transitorio di materiali per edilizi caratterizzati da proprietà termo-fisiche variabili, quali, ad esempio, la conducibilità termica stessa.
L'ultimo dei metodi in precedenza citati, e quindi il bilancio termico ed igrometrico mediante elementi finiti, consente valutazione accurata della trasmissione del calore e del vapore in parete, simultaneamente, valutando le mutue interferenze tra i fenomeni. Il metodo, il più oneroso relativamente alla potenza richiesta e ai tempi di calcolo, è poco usato in ambito di simulazioni termo-energetiche dinamiche estese ad intere stagioni/anni.
Oltre alla variazione specifica del tempo di computazione richiesto in funzione della metodologia risolutiva adottata, anche il numero dei bilanci energetici per ciascuna ora condiziona fortemente i tempi di calcolo. Di norma, sono utilizzati tra i due ed i 60 "timesteps/orari" per le simulazioni. Gli stessi sviluppatori di EnergyPlus, ad ogni buon conto, suggeriscono tra i 6 ed i 20 timesteps per ora.
Limite significativo nella diffusione di EnergyPlus - comunque ad oggi uno dei codici numerici più accreditato in letteratura e presso la comunità scientifica (data la codificazione "open-source", che consente a ciascun utente di sviluppare moduli integrativi, comunque sottoposti a sistematiche procedure di validazione) - è la assenza di un'interfaccia grafica integrata.
Pertanto, normalmente si ricorre a programmi esterni, le cosiddette "third-party interfaces", che semplificano, almeno relativamente alla modellazione geometrica del building, la costruzione del modello. A tale proposito, tra le più usate si segnalano DesignBuilder [12] (quella adoperata nel seguito in questo studio), lo stesso SketchUp mediante il plug-in OpenStudio, Ecotect [13].

Nel seguito di questa relazione, si farà come detto riferimento ad entrambi gli accoppiamenti di codici EnergyPlus + DesignBuilder e TRNSYS + SketchUp. Questo perché, laddove il sistema impiantistico è particolarmente complesso, principalmente nelle logiche di regolazione, si è deciso di adoperare un codice più flessibile nella gestione degli impianti, quale TRNSYS. In caso contrario, laddove l'edificio richiede una maggiore accuratezza in modellazione, oppure allorquando vi è un'interazione continua tra sistema edificio e sistema impianto (vedi grado di apertura delle serrande in un impianto a portata d'aria variabile quale la Rooftop presso l'edificio container F76), EnergyPlus consente, ad avviso degli autori, una maggiore flessibilità in modellazione.

2 Descrizione delle Attività Svolte e risultati

2.1 *Edificio Container F76, con Impianto di riscaldamento e raffrescamento del tipo Rooftop a CO_2*

2.1.1 Introduzione e Modellazione geometrica dell'edificio

L'edificio container F76 è stato modellato sia con DesignBuilder che con Google SketchUp, all'interno di una fase iniziale del lavoro, propedeutica alla scelta del miglior codice di simulazione termo-energetica attraverso cui modellare le prestazioni del sistema complesso edificio-impianti. Nel seguito, date le caratteristiche del sistema edificio/impianto e quelle dei codici di simulazione termo-energetica dinamica a disposizione (TRNSYS 17 [8] ed EnergyPlus 7.2.0 [9]), si è optato per la modellazione in E+, data la maggiore aderenza, dei moduli e modelli a disposizione, rispetto ai sistemi installati presso il case-study in esame.
L'edificio è costituito da volume monoblocco di un solo piano, in elementi prefabbricati. Le informazioni relative alle dimensioni ed alle caratteristiche termo-fisiche dei materiali adoperati sono state reperite mediante sopralluogo tecnico, in data 24 Giugno 2013, nonché da documentazione direttamente fornita dall'ENEA.

Figura 2.1.1 - L'edificio container F76. Sopralluogo Unisannio del 24 Giugno 2013
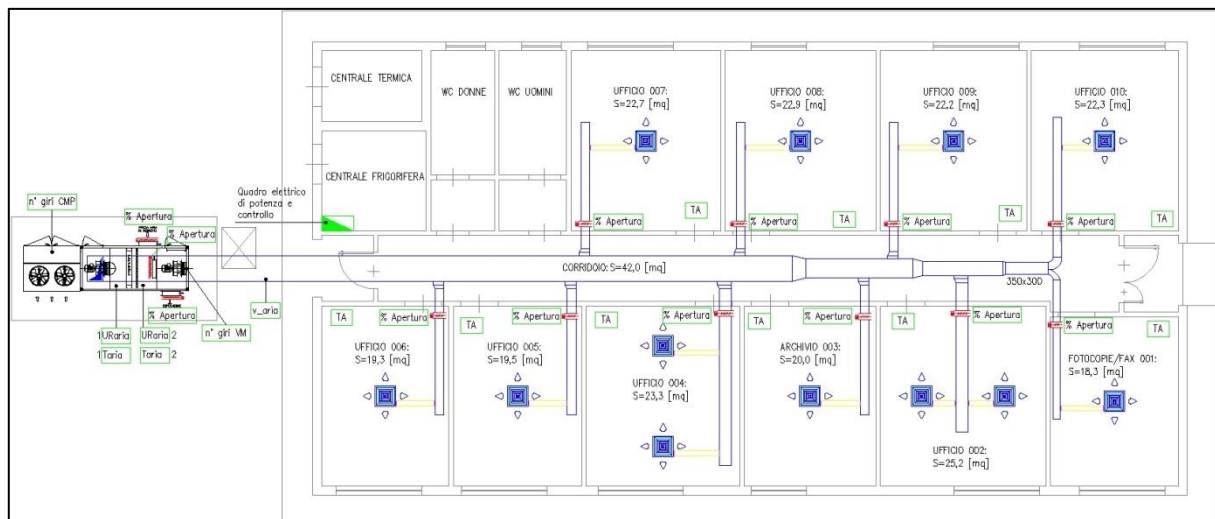
Figura 2.1.2 - Planimetria del sistema edificio-impianto modellato

L'edificio presenta 10 locali prettamente adibiti ad uso uffici, oltre a corridoio, bagni uomo/donna, 2 locali tecnici.
I locali presentano le seguenti dimensioni, con altezza interna pari a 3.2 m.

- Ufficio 1 (fotocopie): superficie = 18.3 m^2.
- Ufficio 2: superficie = 25.2 m^2.
- Ufficio 3 (archivio): superficie = 20.0 m^2.
- Ufficio 4: superficie = 23.3 m^2.
- Ufficio 5: superficie = 19.5 m^2.
- Ufficio 6: superficie = 19.3 m^2.
- Ufficio 7: superficie = 22.7 m^2.
- Ufficio 8: superficie = 22.9 m^2.
- Ufficio 9: superficie = 22.2 m^2.
- Ufficio 9: superficie = 22.3 m^2.
- Corridoio 9: superficie = 42.0 m^2.

La superficie utile climatizzata dell'edificio è 263.50 m^2, la superficie utile complessiva è 300 m^2, il volume lordo stimato risulta 1200.80 m^3.
Complessivamente, avviene climatizzazione diretta degli ambienti uffici (dal n. 1 al numero 10), indiretta del corridoio laddove sono concentrate le bocchette di ripresa dell'aria condizionata immessa negli ambienti direttamente climatizzati. Il movimento dell'aria, per depressione, verso il corridoio, è ottenuto mediante installazione di griglia di transito sulle porte di accesso agli uffici.
Come sopra anticipato, l'involucro edilizio presenta le caratteristiche tipiche della prefabbricazione. La stagione interessata dall'attività di collaborazione tra Università degli Studi del Sannio, Dipartimento di Ingegneria, ed ENEA non ha consentito misure termografiche, mancando la necessaria differenza di temperatura tra ambiente interno ed ambiente esterno, con fluttuazioni limitate nel tempo.
Pertanto, nella determinazione delle caratteristiche termo-fisiche dell'involucro edilizio, si è fatto ricorso ad abachi di strutture tipiche, per età di costruzione e tecnologia costruttiva, ottenendosi i risultati riportati nella tabella seguente. Le tipologie di superfici di confine costruite sono rappresentate in figura 2.1.3.

Tabella 2.1.I - Caratteristiche termo-fisiche delle strutture degli edifici considerati

Struttura	U (W/m^{2}K)	Y_{IE} (W/m^{2}K)	f_a (---)	S (h)	g_t (---)
Parete verticale	0.85	0.78	0.91	2.64	----
Divisorio	1.98	1.90	0.96	1.61	----
Solaio di copertura	0.90	0.19	0.21	6.80	----
Basamento	1.02	0.64	0.62	5.60	----
Finestre (vetro)	3.20	----	----	----	0.75
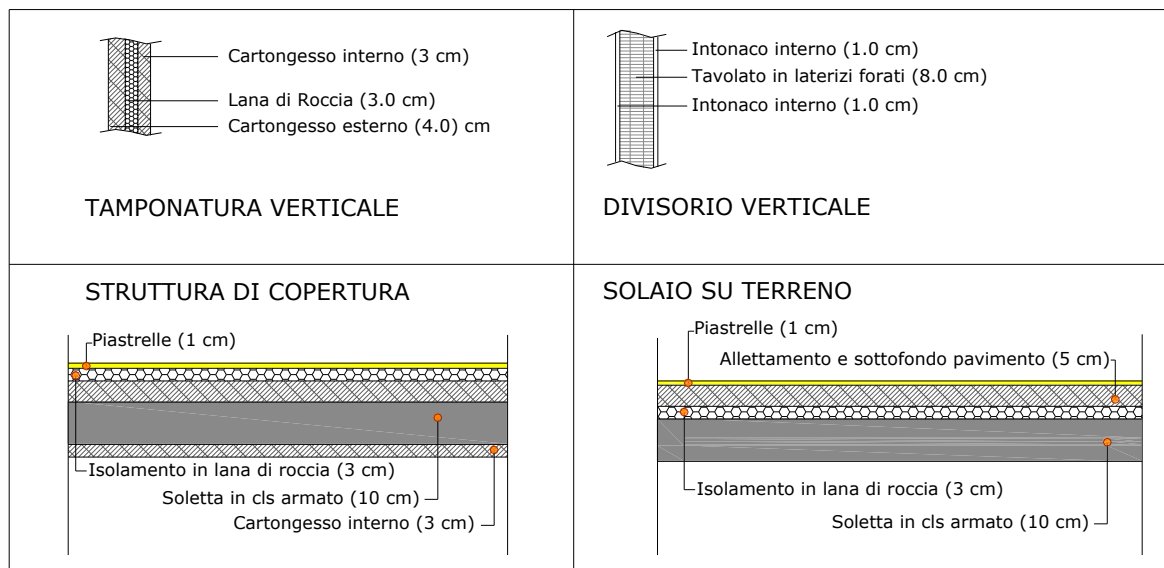
Figura 2.1.3 - Strutture dell'Edificio Container F76

Riassumendo, per le strutture in esame, risultano i seguenti valori di trasmittanza termica:

- Tamponature verticali: trasmittanza termica U pari a 0.85 W/m^{2}K.
- Struttura di copertura: trasmittanza termica U pari a 0.90 W/m^{2}K.
- Basamento: trasmittanza termica U pari a 1.02 W/m^{2}K.

Per quanto concerne le finestre, queste sono in telaio in metallo e vetrocamera semplice, presentando un fattore di trasmissione solare pari a 0.75 e una trasmittanza termica media-pesata, tra parte opaca (U_F = 9.5 W/m^{2}K) e trasparente (U_G = 3.2 W/m^{2}K), intorno a 4.46 W/m^{2}K.

Con riferimento a quanto riportato in tabella 2.1.I, si descrive, nel seguito, il significato delle caratteristiche termo-fisiche considerate:

- **U (Trasmittanza termica):** è il parametro che esprime la potenza termica che attraversa una struttura di confine tra due ambienti a temperatura diversa, espressa per metro quadrato di superficie e per un grado celsius di differenza termica. Pertanto, è un parametro che qualifica l'isolamento termico di una parete. In particolare, la trasmittanza termica - reciproco della resistenza termica totale - è tanto più bassa quanto più alto è lo spessore di una parete e/o più bassa la conducibilità termica dei materiali che la costituiscono. Si esprime in W/m^{2}K. La legge italiana attualmente (D.P.R. 59/2009 e D.Lgs. 192/2005 ed s.m.i), in funzione del componente edilizio e della zona climatica italiana, ne prescrive valori massimi.
- **Y_{IE} (Trasmittanza termica periodica):** è un parametro che esprime l'attitudine di un componente edilizio ad attenuare e sfasare nel tempo il flusso termico che lo attraversa nell'arco delle ventiquattro ore. La trasmittanza periodica cresce al crescere della conducibilità dei materiali che compongono la parete e decrescere al crescere della loro massa volumica e del calore specifico che li caratterizza. La legislazione italiana vigente (D.P.R. 59/2009) prescrive - nelle località significativamente irradiate - che Y_{IE} sia inferiore a 0.12 W/m^{2}K per le pareti di nuova costruzione e inferiore a 0.20 W/m^{2}K per le coperture.
- **f_a (fattore di attenuazione):** il fattore di attenuazione, adimensionale, esprime il rapporto tra l'ampiezza del flusso termico entrante in ambiente rispetto a quello entrante in una struttura edilizia (parete o tetto) fittizia e priva di capacità termica. Si calcola come rapporto fra il massimo flusso della struttura reale ed il massimo flusso della struttura a massa termica nulla.
- **S (fattore di sfasamento):** si definisce sfasamento dell'onda termica l'arco temporale, espresso in ore, che intercorre tra il picco massimo della temperatura esterna ed il massimo del flusso termico che si verifica in ambiente. E' un parametro che dà misura di quanto sia elevata l'inerzia termica e la costante di tempo della parete.

- **g_t (trasmittanza solare delle vetrate):** è un parametro che esprime il rapporto tra la radiazione solare incidente su un mezzo e l'energia trasmessa dallo stesso verso l'interno di un ambiente. E' un parametro di calcolo proprio dei componenti trasparenti, espresso in percentuale o in forma adimensionale.
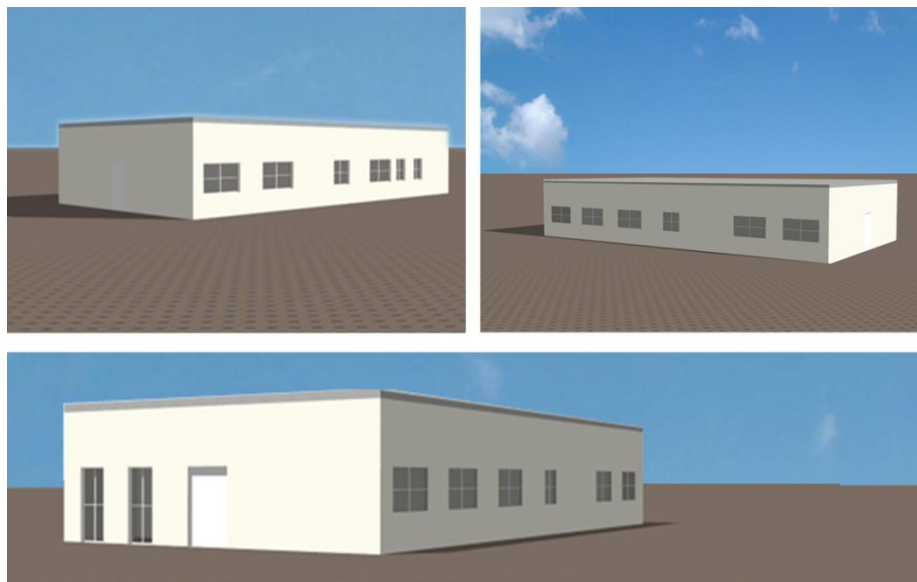
Figura 2.1.4 - Modellazione dell'edificio in DesignBuilder
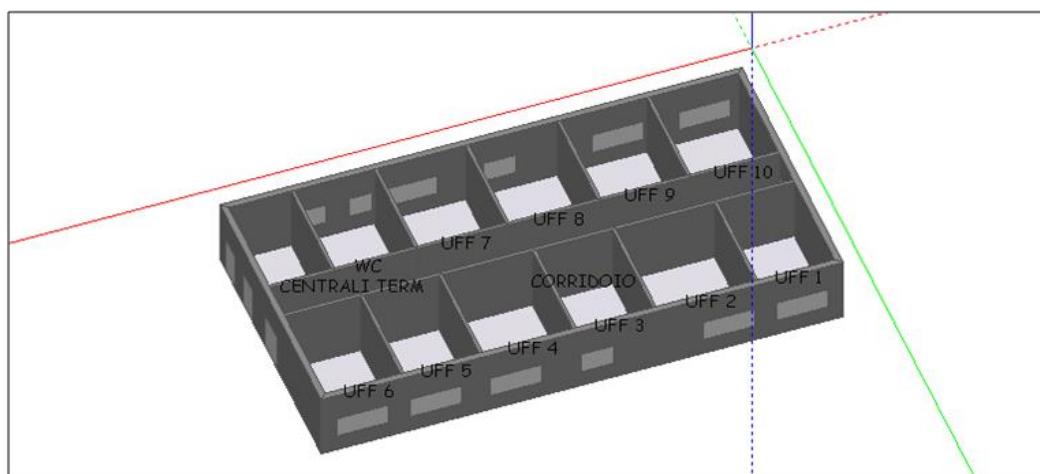
Figura 2.1.5 - Modellazione delle Zone termiche in DesignBuilder
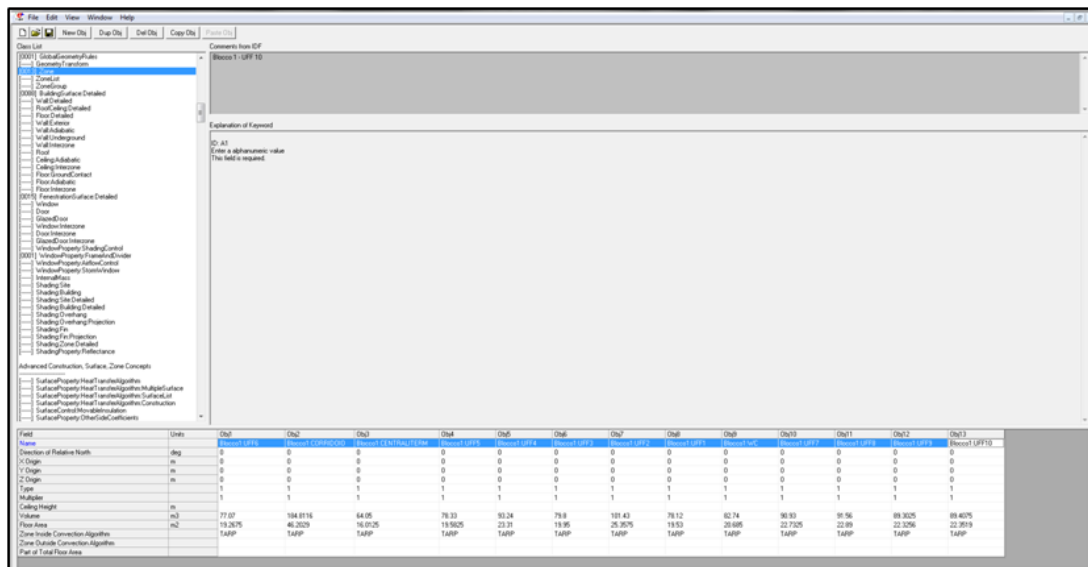
Figura 2.1.6 - Modellazione delle Zone termiche in EnergyPlus

Oltre alle caratteristiche termo-fisiche sopra citate e descritte, in DesignBuilder sono stati assegnati, a ciascuna zona termica ed in funzione della sua destinazione, opportuni profili di utilizzo dell'edificio e degli impianti. In particolare, mediante "Schedules" ASHRAE [14] sono stati definiti tipici profili di affollamento, potenze endogene installate, livelli di illuminazione indoor, secondo quanto previsto dalla categoria di edificio ("office building") e dalla sotto-categoria di funzione ("single office", "corridor", etc.).

2.1.2 Modellazione dell'impianto

Descrizione dell'impianto

Dopo aver costruito il modello geometrico in DesignBuilder ed averlo esportato in EnergyPlus, è stato definito, direttamente in quest'ultimo codice di simulazione, l'impianto di climatizzazione mediante Rooftop a CO_2, con sistema aeraulico a portata d'aria esterna variabile e portata di immissione in ambiente anch'essa variabile.

Energyplus, come noto, è un programma del tipo non "*user-friendly*". In ogni caso, l'impianto è stato definito per modellazione diretta, senza ausilio di codici di interfaccia.

L'impianto veicola fino a 5400 m^3/h di aria negli ambienti, ciascuno dei quali provvisto di serrande di regolazione della portata, dal valore nominale fino ad una parzializzazione pari al 40%. L'impianto modula la portata di aria esterna in funzione del differenziale di CO_2 rilevato tra ambiente interno ed ambiente esterno, che non deve essere superiore a 600 ppm, stabilito un valore nominale esterno pari a 400 ppm.

La Rooftop a CO_2, qui di seguito solo brevemente descritta (rinviando per un maggiore dettaglio alla specifica documentazione ENEA [15, 16]), è caratterizzata dai seguenti parametri prestazionali e di funzionamento.

a) Funzionamento a Pompa di Calore (regime invernale):
   - portata d'aria trattata: fino a 5400 m^3/h
   - potenza termica nominale alla batteria interna: 26.5 kW_t
   - coefficiente di prestazione nominale: 2.9 W_{TH}/W_{EL}
   - compressore a giri variabili. In particolare, come descritto nel seguito, sono stati rilevate e modellate - a partire da punti di funzionamento reali - velocità e prestazioni corrispondenti alle frequenze 38.40 e 59.50 Hz.

b) Funzionamento a Macchina Frigorifera (regime estivo):
   - portata d'aria trattata: fino a 5400 m^3/h
   - potenza frigorifera nominale alla batteria interna: 26.9 kW_f
   - coefficiente di prestazione nominale: 2.9 W_{TH}/W_{EL}

- compressori a giri variabili. Anche in questo caso, come descritto nel seguito, sono stati rilevate e modellate - a partire da punti di funzionamento reali - velocità e prestazioni corrispondenti alle frequenze 38.40 e 59.50 Hz.

Tornando al funzionamento dell'impianto di riscaldamento/raffrescamento nel suo complesso, come detto la portata d'aria immessa nei singoli ambienti può variare dal 100% al 40% del valore nominale, in funzione dei segnali di regolazione inviati dai singoli ambienti. La quota di aria esterna, invece, modula in modo centralizzato in funzione della concentrazione di anidride carbonica rilevata nell'ambiente interno, alla ripresa dell'aria.
Per quanto concerne i valori massimi e minimi della portata immessa in ambiente, con riferimento a ciascun locale, i dati di funzionamento sono riportati nella tabella 2.1.II.
La superficie direttamente climatizzata è di 217.3 m^2, oltre ai 46.2 m^2 di corridoio in cui avviene ripresa dell'aria e quindi una climatizzazione indiretta. Complessivamente, sono condizionati, direttamente o indirettamente, 263.5 m^2 di superficie.
Come sopra anticipato, l'impianto modula la portata d'aria esterna in ambiente affinché la concentrazione di CO_2 indoor non sia superiore a 1000 pm.

Tabella 2.1.II: modellazione portate minime e massime alla varie zone termiche

	Portata d'aria nominale (m^3/h)	Portata d'aria minima (m^3/h)
Ufficio 1	360	144
Ufficio 2	900	360
Ufficio 3	450	180
Ufficio 4	630	252
Ufficio 5	405	162
Ufficio 6	405	162
Ufficio 7	585	234
Ufficio 8	585	234
Ufficio 9	540	216
Ufficio 10	540	216
Canale di mandata	5400	1500

L'impianto è attivo dal 16 Novembre al 15 Aprile in regime di funzionamento invernale, secondo D.P.R. 412/93, dal 1 Giugno al 30 Settembre per quanto concerne funzionamento estivo.
Gli ambienti interni sono mantenuti, durante le ore di funzionamento, alle seguenti temperature:

- Regime invernale: 20 °C tra le ore 8.00 e le ore 18.00. Temperature interne in free-running negli altri giorni ed ore.
- Regime estivo: 26 °C tra le ore 8.00 e le ore 18.00. Temperature interne in free-running negli altri giorni ed ore.

Trattandosi di edificio adibito a prove sperimentali, tali livelli termici sono richiesti per 7 giorni a settimana.
Presenza indoor di persone e potenze endogene erogate - sia per l'illuminazione degli ambienti sia intese come macchinari di ufficio - seguono i profili tipici della destinazione d'uso, secondo quanto previsto dai già richiamati "Schedules ASHRAE", implementati nei programmi di calcolo utilizzati, congruamente differenziati per le varie categorie di edifici e di sotto-destinazioni d'uso. Un esempio è mostrato in figura 2.1.7.

Figura 2.1.7 - Assegnazione delle Condizioni al contorno di affollamento in EnrgyPlus

La portata di aria di infiltrazione, causata dalla non perfetta tenuta all'aria dei serramenti e dalla saltuaria apertura delle finestre, è stata imposta costante e pari a 0.3 volumi/ora (nel seguito, ACH - Air Change per Hour).

Principali moduli/modelli adoperati in EnergyPlus [9]

L'impianto, nella sua interezza, è stato modellato come impianto VAV multizona, per il solo riscaldamento, raffrescamento e controllo della qualità dell'aria.

La Rooftop a CO_2, infatti, non è provvista di sistemi di umidificazione. Ancora, la deumidificazione estiva è incontrollata, essendo l'aria immessa a punto fisso di temperatura, senza regolazione sull'umidità specifica.

Pertanto, come di consueto nella logica di EnergyPlus, l'impianto è stato suddiviso in ciascuno dei suoi vari componenti meccanici, elettrici ed elettronici.

Di seguito, si riporta breve descrizione dei principali moduli utilizzati per la modellazione:

- Generazione e sistemi di conversione energetica: la Rooftop a CO_2:
  - *AirLoopHVAC:UnitaryHeatPump:AirToAir:MultiSpeed*
  - *Coil:Heating:DX:Multispeed*
  - *Coil:Cooling:DX:Multispeed*

- Controlli termostatici e rilevazione CO_2 ambientale:
  - *ZoneControlThermostat*
  - *Thermostat Setpoint: Dual Setpoint*
  - *Setpoint Manager Scheduled*
  - *Setpoint Manager Mixed Air*
  - *Zone Control Contaminal controller*

- Aeraulica: reti, canali, splitter e mixer:
  - *FanOnOff*
  - *Air terminal Single Ducts*
  - *AirTerminal:SingleDuct:VAV:NoReheat,*
  - *Air Loop HVAC:*
  - *Air Loop HVAC: OutdoorAirSystem*
  - *OutdoorAirMixer*

- *Air Loop HVAC: SupplyPath*
- *Air Loop HVAC: ReturnPath*
- *Air Loop HVAC: ReturnPlenum*
- *Air Loop HVAC: ZoneSplitter*

- Nodi e connessioni: logica di comunicazione tra i moduli:
  - *System Nodes*
  - *Outdoor Air Nodes*
  - *Branches*

- Controlli: gestione qualità dell'aria:
  - *Controller Outdoor Air,*
  - *Controller Mechanical Ventilation*

Ciascuno dei vari moduli sopra richiamati si costituisce di vari input, attinti dalla documentazione fornita dall'ENEA. Tali input variano, in funzione del singolo specifico modulo, da un minimo di 4 ad un massimo di 40 per modulo.

Il macro-insieme fortemente caratterizzante il sistema è, oltre ovviamente al set di controlli e controllori, proprio la Rooftop ad anidiride carbonica.

A tale proposito, il modulo "UnitaryHeatPump:AirToAir:MultiSpeed" di EnergyPlus 7.2.0 richiama tutti i singoli componenti attivi. Aspetto centrale nella modellazione, sono, però, i sotto-moduli che definiscono la pompa di calore reversibile del tipo aria-aria a R744, e quindi:

a) Coil:Heating:DX:Multispeed,
b) Coil:Cooling:Dx:Multispeed.

Data la loro centralità, tali moduli di EnergyPlus sono nel seguito descritti.

a) Coil:Heating:DX:Multispeed

Il componente simula il comportamento invernale della Pompa di Calore a CO_2. Il modulo modella una batteria di riscaldamento aria-aria ad espansione diretta, e quindi il funzionamento a pompa di calore di un sistema Rooftop, consentendo livelli discreti di potenza termica erogata. Il componente funziona in abbinamento al modulo "AirLoopHVAC: UnitaryHeatPump:AirToAir", quello che tiene insieme, quindi, i vari dispositivi termici e meccanici di una pompa di calore reversibile del tipo aria-aria.

A partire dalla velocità 1 del compressore, la più bassa, possono esserne definite fino ad altre tre.

Il funzionamento della pompa di calore, in condizioni diverse da quelle nominali, segue quanto definito mediante 6 curve caratteristiche, ognuna delle quali costruita e caratterizzata da diversi coefficienti per ciascuna delle quattro velocità del compressore.

Per ciascuna velocità del compressore è necessario, pertanto, definire un set di variabili in ingresso, quali ad esempio la potenza termica a pieno carico ed il coefficiente di prestazione alle condizioni di riferimento.

Attraverso le curve, definite negli appositi moduli di EnergyPlus e qui di seguito descritte, avviene poi la modellazione delle condizioni reali di funzionamento, timestep per timestep.

In funzione della potenza termica richiesta, si attiva una delle quattro velocità modellate per il funzionamento del compressore. Quando la potenza richiesta dall'utenza è minore di quella corrispondente alla minima velocità, il compressore si disattiva.

Il modulo richiede ancora definizione dei nodi di ingresso ed uscita aria, lato aria di processo, e quelli in ingresso ed in uscita allo scambiatore esterno, temperature esterne minime di funzionamento, la potenza nominale del riscaldatore elettrico dell'olio presente nel carter del compressore, il valore della temperatura esterna, al di sopra della quale si disattiva il riscaldatore elettrico dell'olio, la strategia di defrost ed i parametri legati alla sua attivazione, e quindi l'intervallo temporale con cui avvengono i cicli, informazioni relative all'attivazione automatica, la modifica dell'efficienza di funzionamento, il tipo di strategia di sbrinamento (inversione di ciclo o resistivo), controllo di sbrinamento (a tempo - e rispetto a quale periodo - o su richiesta). Se si seleziona una strategia di sbrinamento resistivo, è necessario definire la potenza della resistenza elettrica. In caso di sbrinamento "*on demand*", questo si attiverà in funzione delle rilevate condizioni esterne.

Ulteriori input sono legati al massimo rapporto di carico parziale e al tipo di attivazione (elettrica, termica, o con motore endotermico).

La modellazione delle prestazioni prevede - anzitutto - la definizione del numero di velocità per il compressore.

Per ciascuna di tali velocità (come detto fino a 4) devono essere definiti: a) coefficiente di prestazione di riferimento, b) potenza termica di riferimento, c) portata d'aria nominale di riferimento.

Attraverso tali tre grandezze, che variano di velocità in velocità, si determinano le prestazioni del sistema nelle condizioni di riferimento (aria esterna a T_{ba} pari a 8.33 °C, T_{bb} = 6.11 °C, aria in ingresso alla batteria a T_{ba} = 21.1 °C, T_{bb} = 15.5 °C). La portata d'aria nominale deve essere compresa tra 0.00004027 m^3/s e 0.00006041 m^3/s per watt di potenza termica nominale totale.

Di seguito si richiede siano modellate, per ciascuna velocità, le sei curve di seguito descritte:

1) Curva 1 ("Speed <x> Total Heating Capacity Function of Temperature Curve Name"). Questa modifica la potenza termica in riscaldamento in funzione della temperatura di bulbo secco dell'aria esterna ed in ingresso alla batteria o solo della temperatura esterna. E' possibile selezionare modelli di curve bi-quadratiche con due variabili indipendenti o una curva quadratica e una curva cubica con una singola variabile indipendente. L'output di questa curva è moltiplicato per la capacità nominale di riscaldamento totale, per dare la capacità di riscaldamento totale a condizioni di funzionamento a temperature specifiche. La curva è normalizzata ad 1 nelle condizioni di riferimento.
2) Curva 2 ("Speed <x> Total Heating Capacity Function of Flow Fraction Curve Name"). La curva modifica la potenza termica in riscaldamento in funzione della portata di aria attraverso la batteria. Si tratta di curve quadratiche o cubiche. L'output della curva è moltiplicato per la capacità di riscaldamento nominale totale e per l'output della curva 1, al fine di fornire la potenza in riscaldamento in funzione di temperature e portate. Anche questa curva è normalizzata ad 1 nelle condizioni di riferimento.
3) Curva 3 ("Speed <x> Energy Input Ratio Function of Temperature Curve Name"). E' del tipo quadratica, bi-cubica o bi-quadratica, e può essere una funzione sia della temperatura del bulbo secco dell'aria esterna e interna o solo della temperatura dell'aria a bulbo secco esterna. L'output della curva è moltiplicato per il coefficiente EIR (reciproco del COP nominale), al fine di dare il valore dell'EIR in specifiche condizioni di funzionamento e quindi ad una temperatura dell'aria esterna o interna differente dai livelli termici di riferimento. La curva è normalizzata ad 1 nelle condizioni di riferimento.

4) Curva 4 ("Speed <x> Energy Input Ratio Function of Flow Fraction Curve Name"). Si tratta di una curva quadratica o cubica, che modifica l'EIR in funzione della portata d'aria attraverso la batteria. L'output della curva è moltiplicato per l'EIR nominale e l'output della Curva 3, al fine di fornire il reciproco del COP alla temperatura specifica di funzionamento e in funzione delle condizioni di portata effettive. Anche in questo caso, la curva è normalizzata ad 1 nelle condizioni di riferimento.
5) Curva 5 ("*Speed 1 Part Load Fraction Correlation Curve Name*"). E' una curva connessa al rapporto di carico parziale (i.e., PLR = Part Load Fraction). Si tratta di una curva quadratica o cubica. La curva consente di parametrizzare la variazione della potenza elettrica in ingresso alla macchina come funzione del rapporto di carico parziale. Il prodotto del'EIR di riferimento e delle curve di modifica dell'EIR in precedenza descritte è diviso per l'output di questa curva, al fine di fornire il COP nelle condizioni effettive di carico parziale. Anche per questa curva, vi è normalizzazione ad 1 nelle condizioni di riferimento.
6) Curva 6 ("*Speed 1 Waste Heat Function of Temperature Curve Name*"). Si tratta, infine, di una curva bi-quadratica con due variabili indipendenti, e quindi la temperatura dell'aria esterna di bulbo secco e la temperatura di bulbo secco in ingresso alla batteria. L'output della curva è utilizzato per valutare la frazione dell'energia termica reflua di processo recuperabile. La curva è normalizzata ad 1 nelle condizioni di riferimento.

Le curve sopra descritte, da definire ciascuna fino ad un massimo di 4 volte (cioè, per le 4 velocità del compressore), sono qui - come detto in precedenza - solo richiamate dal modulo. Infatti, la struttura di EnergyPlus prevede che il tipo di curva e l'assegnazione dei coefficienti siano definiti in appositi altri moduli, nella parte inferiore dell'idf (compilatore del file di simulazione).

Coil:Heating:DX:MultiSpeed

This component models a DX heating unit with multiple discrete levels of heating capacity. Currently, this heating coil can only be referenced by a AirLoopHVAC:UnitaryHeatPump:AirToAir:MultiSpeed compound object. The multispeed DX heating coil can have from two to four operating speeds. When the coil operates at Speed 1 (the lowest speed), its performance is very similar to the Coil:Heating:DX:SingleSpeed object where the impacts of part-load ratio can be included. When the coil operates at higher speeds (above Speed 1), the linear approximation methodology is applied. The coil outputs at two consecutive speeds are linearly interpolated to meet the required heating capacity during an HVAC system timestep. When the coil performs above the lowest speed, the user can chose if they want to include part-load ratio impacts at the higher speeds.

The multispeed unit is described by specifying the performance at different operating speeds. Each speed has its own set of input specifications: full load capacity, COP and air flow rate at rated conditions, along with modifier curves to determine performance when actual operating conditions are different from the rated conditions.

The coil operates to meet the sensible capacity being requested. When this requested capacity is above the sensible capacity of the highest operating speed, the coil runs continuously at the highest speed. When the requested capacity is between the sensible capacities of two consecutive speeds, the unit will operate a portion of the time at each speec

1) The total heating capacity modifier curve (function of temperature) can be a function of both the outdoor and indoor air dry-bulb temperature or only the outdoor air dry-bulb temperature. User has the choice of a bi-quadratic curve with two independent variables or a quadratic curve as well as a cubic curve with a single independent variable. The bi-quadratic curve is recommended if sufficient manufacturer data is available as it provides sensitivity to the indoor air dry-bulb temperature and a more realistic output. The output of this curve is multiplied by the rated total heating capacity to give the total heating capacity at specific temperature operating conditions (i.e., at an outdoor or indoor air temperature different from the rating point temperature).
2) The total heating capacity modifier curve (function of flow fraction) is a quadratic or cubic curve with the independent variable being the ratio of the actual air flow rate across the heating coil to the rated air flow rate (i.e., fraction of full load flow). The output of this curve is multiplied by the rated total heating capacity and the total heating capacity modifier curve (function of temperature) to give the total heating capacity at the specific temperature and air flow conditions at which the coil is operating.
3) The energy input ratio (EIR) modifier curve (function of temperature) can be a function of both the outdoor and indoor air dry-bulb temperature or only the outdoor air dry-bulb temperature. User has the choice of a bi-quadratic curve with two independent variables or a quadratic curve as well as a cubic curve with a single independent variable. The bi-quadratic curve is recommended if sufficient manufacturer data is available as it provides sensitivity to the indoor air dry-bulb temperature and a more realistic output. The output of this curve is multiplied by the rated EIR (inverse of the rated COP) to give the EIR at specific temperature

Input-Output Reference Group – Heating and Cooling Coils

operating conditions (i.e., at an outdoor or indoor air temperature different from the rating point temperature).

4) The energy input ratio (EIR) modifier curve (function of flow fraction) is a quadratic or cubic curve with the independent variable being the ratio of the actual air flow rate across the heating coil to the rated air flow rate (i.e., fraction of full load flow). The output of this curve is multiplied by the rated EIR (inverse of the rated COP) and the EIR modifier curve (function of temperature) to give the EIR at the specific temperature and air flow conditions at which the coil is operating.
5) The part load fraction correlation (function of part load ratio) is a quadratic or cubic curve with the independent variable being part load ratio (sensible heating load / steady-state heating capacity). The output of this curve is used in combination with the rated EIR and EIR modifier curves to give the "effective" EIR for a given simulation timestep. The part load fraction correlation accounts for efficiency losses due to compressor cycling.
6) The waste heat modifier curve (function of temperature) is a bi-quadratic curve with two independent variables: outdoor air dry-bulb temperature and the heating coil entering air dry-bulb temperature. The output of this curve is multiplied by the heating input energy, the waste heat fraction of heat input to give the recoverable waste heat.

The curves are simply specified by name. Curve inputs are described in the curve manager section of this document (ref. Performance Curves).

Figura 2.1.8 - Descrizione del Modulo "Coil:Heating:DX:MultiSpeed" nell'idf editor di EnergyPlus

a) Coil:Cooling:DX:Multispeed

Il modulo di EnergyPlus simula il funzionamento della Pompa di Calore, nel caso in esame del tipo a CO_2, in regime estivo, laddove è quindi chiamata a refrigerare la corrente di aria di immissione. Rispetto all'omologo componente di funzionamento in regime di riscaldamento, la "Coil: Cooling:DX:MultiSpeed" presenta complessità connesse al tipo di scambio energetico che induce, del tipo sia sensibile che latente. In particolare, il rapporto tra potenza sensibile e latente è gestito attraverso l'SHR ("*Sensible Heat Ratio*").
Anche in questo caso, tra i numerosi dati di input richiesti, si richiedono naturalmente le modalità di gestione e ammissibilità di funzionamento del componente, attraverso la definizione di "schedule", i dati di

funzionamento a carico nominale, e quindi la potenza frigorifera, il citato SHR, l'EER (ovvero, l'Energy Efficiency Ratio) e la portata d'aria nominale.
Tali informazioni si riferiscono al funzionamento nominale, considerando le seguenti temperature di esercizio: aria che entra in batteria (evaporatore) a temperatura di bulbo secco pari a 26.7 °C e temperatura di bulbo bagnato pari a 19.4 °C; aria che entra in scambiatore esterno a temperatura di bulbo secco pari a 35.0 °C e temperatura di bulbo bagnato pari a 23.9 °C. Analogamente al regime invernale, la portata nominale assegnata, deve essere compresa tra 0.00004027 m^3/s and 0.00006041 m^3/s per ciascun watt di potenza frigorifera nominale.
Le curve di prestazione, di cui è richiesta definizione, sono 6 anche in questo caso, e parametrizzano le caratteristiche di funzionamento (potenza frigorifera ed "*energy efficiency ratio*") per ogni timestep di simulazione, in funzione delle temperature di bulbo asciutto e bulbo bagnato in ingresso alla batteria interna, condizioni esterne, portata d'aria che attraversa la batteria, condizioni di carico parziale di funzionamento.
Altri campi da compilare in fase di modellazione, oltre ovviamente alla definizione delle curve di prestazione (per brevità non si ripetono i medesimi concetti già espressi per la modellazione "invernale"), si riferiscono a dati di input relativi alla riduzione della capacità di deumidificazione quando il compressore della macchina frigorifera ad espansione diretta è interessato da cicli on/off mentre il ventilatore dell'aria trattata è in costante attivazione.
L'operatività del ventilatore può essere costante o "schedulata", così come descritto negli altri moduli attraverso cui si compone il sistema impiantistico nella sua interezza. Il funzionamento del ventilatore, e quindi la quantità di aria veicolata, incidono sulla potenza latente della batteria, e quindi sulla ottenibile deumidificazione dell'aria di processo.
Ancora, i campi da riempire proseguono con la definizione del nodo che descrive l'aria in ingresso al condensatore (gas-cooler per una pompa di calore con ciclo transcritico), se del tipo raffreddato ad aria. Se il campo è lasciato in bianco, si presume che questa sia aria esterna e il valore di temperatura di bulbo secco è ricavato dal file climatico orario.
In generale, indipendentemente dal tipo di refrigerante usato, altri campi di definizione saranno il tipo di condensazione, aria o condensatore evaporativo, e, in quest'ultimo caso, si dovranno definire l'efficienza del condensatore evaporativo, la potenza elettrica assorbita dalla pompa, la portata d'aria veicolata.
Nel caso in esame, e quindi per la pompa di calore a CO_2 qui modellata, lo scambiatore esterno è un gas-cooler.

Costruzione delle curve di prestazione
Per la modellazione della Rooftop a R744 (CO_2) sita presso l'Edificio Container F76 del Centro Ricerche ENEA Casaccia, le curve di prestazione sopra descritte sono state costruite per regressione a partire dai punti sperimentali di funzionamento forniti dall'ENEA, tra la primavera e l'estate 2013.
Tali curve fanno riferimento a due portate di aria (70% e 100% della portata d'aria nominale) e due frequenze di funzionamento del compressore (38.40 Hz e 59.50 Hz).
La procedura per la costruzione delle curve è illustrata nelle righe e nelle figure seguenti.
Relativamente al funzionamento a "pompa di calore, la campagna di sperimentazione invernale, in ENEA, è avvenuta durante la stagione invernale 2013.
A cavallo dei mesi di Giugno e Luglio 2013 sono stati prelevati, mediante campagna di sperimentazione, i dati relativi al funzionamento estivo (i.e., funzionamento a "macchina frigorifera").
L'elaborazione dei dati, da parte dell'ENEA, è brevemente riassunta nelle Figure 2.1.9 e 2.1.10, rispettivamente per il funzionamento invernale ed estivo, che fanno riferimento ai parametri di esercizio così come misurati.
All'interno dell'Accordo di Collaborazione con l'Università degli Studi del Sannio - Dipartimento di Ingegneria, si è proceduto poi, per regressioni, secondo curve quadratiche, biquadratiche e cubiche a determinare i coefficienti delle curve di prestazione necessarie per la corretta modellazione in EnergyPlus.
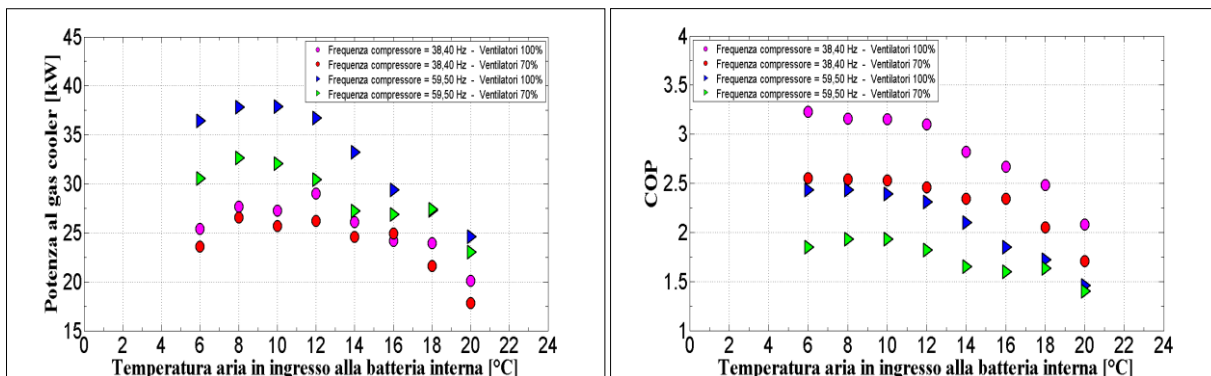
Figura 2.1.9 - Punti sperimentali del funzionamento invernale della PdC a CO_2 forniti dall'ENEA
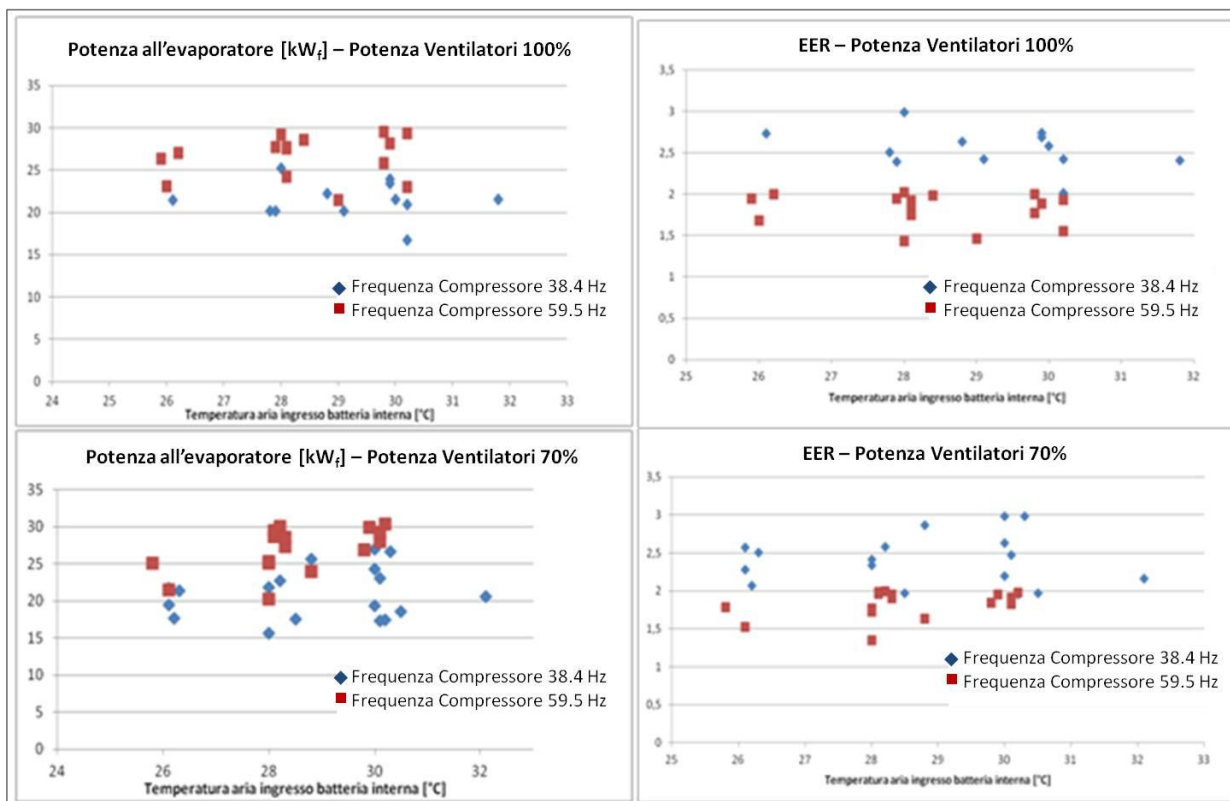
Figura 2.1.10 - Punti sperimentali del funzionamento estivo della PdC a CO_2 forniti dall'ENEA

A tale proposito, nelle figure 2.1.9 e 2.1.10, invece, rispettivamente con riferimento ai regimi di funzionamento invernali ed estivi, si mostra come il personale ricercatore dell'Università degli Studi del Sannio, Dipartimento di Ingegneria, abbia costruito le curve di funzionamento così come richieste da EnergyPlus, ricavando, per regressione dei dati sperimentali, i coefficienti necessari alla modellazione.
Più in particolare, sono stati determinati i coefficienti delle polinomiali - curve quadratiche, bi-quadratiche, cubiche o bi-cubiche - secondo quanto richiesto per la modellazione, per calibrare il funzionamento dei moduli del codice numerico in funzione delle effettive prestazioni, misurate, della pompa di calore reversibile a CO_2, cuore del sistema Rooftop installato presso l'edificio container F76.

REGIME INVERNALE

Per quanto riguarda il funzionamento dei componenti, curve e relativi coefficienti sono state trovati effettuando una regressione dei dati sperimentali, ottenendo così una curva cubica (una delle possibilità offerte dal software EnergyPlus).

I valori di potenza termica scambiata e di EIR, ottenuti da ENEA mediante indagini sperimentali, sono stati normalizzati rispetto ai valori nominali per poter essere utilizzati nella costruzione delle curve richieste da EnergyPlus. Sono state costruite complessivamente otto curve. Le prime quattro sono relative all'andamento della potenza termica scambiata e dell'EIR, entrambe normalizzate, al variare della temperatura dell'aria in ingresso alla batteria interna nelle condizioni: frequenza compressore 59.50 Hz e portata di immissione dell'aria da parte dei ventilatori al 100 % e frequenza compressore 38.40 Hz e portata dei ventilatori al 70 %. Le altre quattro curve sono state ricavate calcolando l'andamento, per le due differenti frequenze del compressore, del rapporto tra la potenza termica scambiata e quella nominale ed il rapporto tra l'EIR effettivo e quello nominale, rispetto la variazione di portata d'aria in ingresso.
Le altre due curve, e quindi le 5 e la 6, in mancanza di dati sono state assunte con valori di default, tipici per la tipologia di componente, verificando ex-post la correttezza dei risultati.
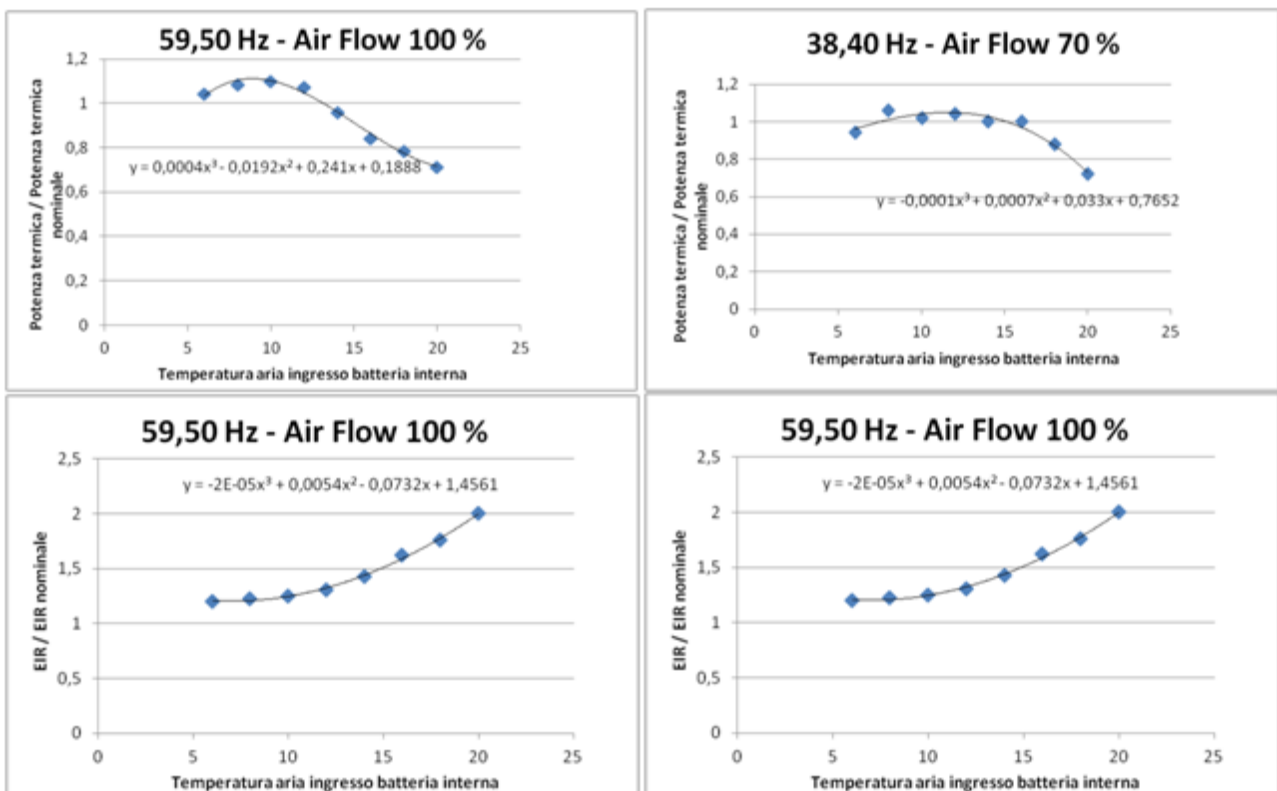
Figura 2.1.11 - Costruzione, per regressione, delle curve cubiche per la modellazione del funzionamento della PdC a CO_2 in EnergyPlus in inverno

REGIME ESTIVO
Per quanto riguarda, invece, la costruzione delle curve di funzionamento del componente scelto in EnergyPlus per il regime estivo, il procedimento è stato differente.
Per la stagione estiva, infatti, la dipendenza dei parametri prestazionali del componente (potenza frigorifera e EIR) dalla "*Wet Bulb Temperature*" è necessario sia definita mediante relazioni biquadratiche in luogo delle quadratiche o cubiche.
Sono state costruite quindi quattro curve biquadratiche (due per ogni frequenza del compressore), che dessero l'andamento del rapporto della potenza frigorifera/potenza frigorifera nominale e dell' EIR/EIR nominale in funzione, contemporaneamente, sia in funzione della temperatura dell'aria di bulbo secco dell'aria in ingresso alla batteria interna che della "*Wet Bulb Temperature*" dell'aria in ingresso alla batteria.
Le ulteriori quattro curve necessarie alla modellazione del componente sono state ricavate calcolando l'andamento, per le due differenti frequenze del compressore, del rapporto tra la potenza frigorifera scambiata e quella nominale ed il rapporto tra l'EIR effettivo e quello nominale rispetto la variazione di portata d'aria in ingresso.
Le equazioni biquadratiche trovate, rappresentate nelle Figure 2.1.12 e 2.1.13, sono:

- Per la frequenza 38.40 Hz:
- $\frac{\dot{Q}}{\dot{Q_n}} = 0.0041x^2 - 0.0036y^2 - 0.0797x + 0.1509y - 0.4041$
- $\frac{EIR}{EIRn} = -0.0017x^2 + 0.0011y^2 - 0.0155x + 0.0153y - 0.6567$

- Per la frequenza 59.50 Hz:
- $\frac{\dot{Q}}{\dot{Q_n}} = -0.0085x^2 + 0.0124y^2 + 0.4045x - 0.7282y + 7.0101$
- $\frac{EIR}{EIRn} = 0.0124x^2 - 0.0166y^2 - 0.5643x + 0.9927y - 7.4774$

Nelle sopra richiamate relazione, "x" e "y" sono rispettivamente la "*Wet Bulb Temperature*" e la "*Dry Bulb Temperature*" dell'aria all'ingresso della batteria interna.
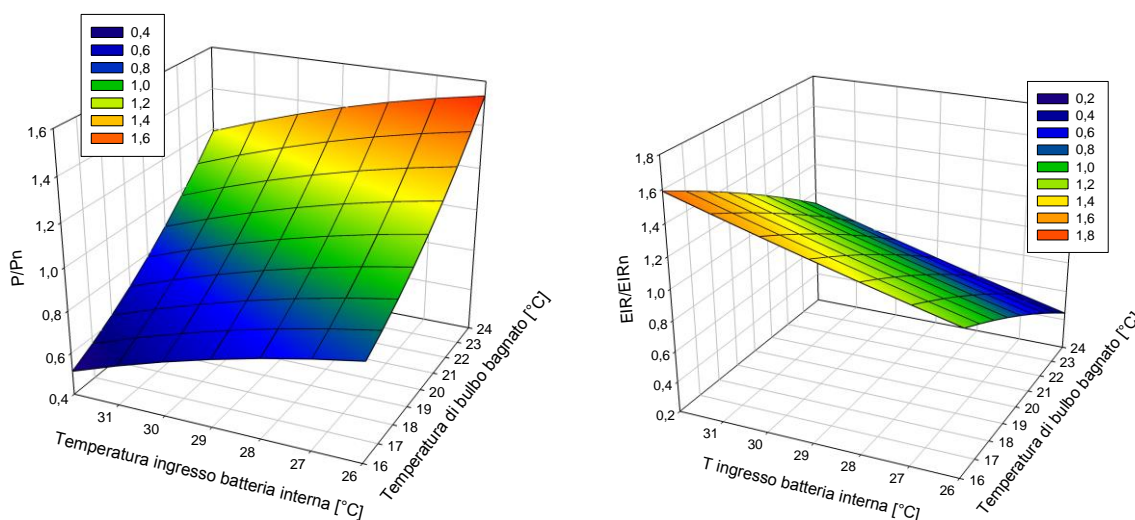
Figura 2.1.12 - Costruzione, per regressione, delle curve biquadratiche per la modellazione del funzionamento della PdC a CO_2 in EnergyPlus in estate per la frequenza del compressore di 38.40 Hz
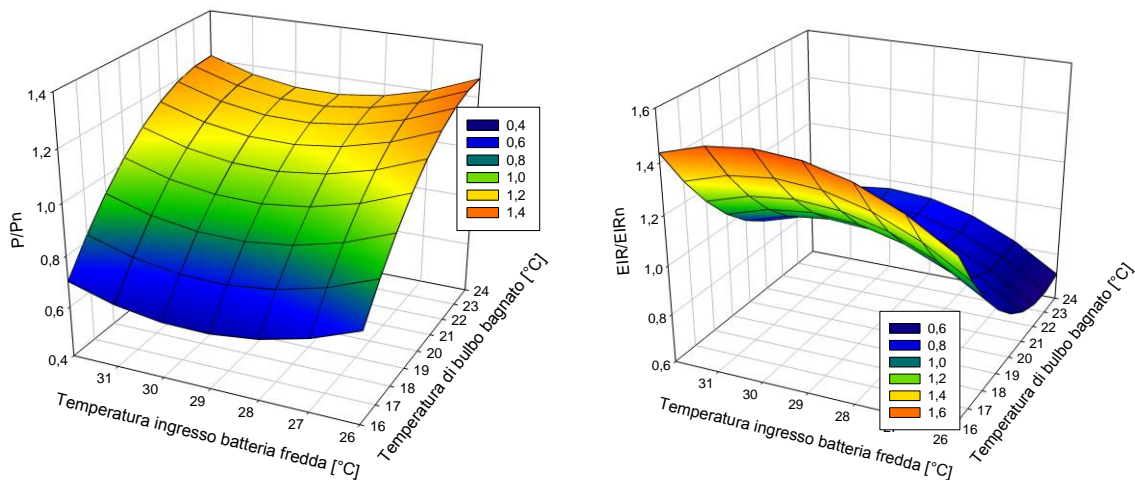
Figura 2.1.13 - Costruzione, per regressione, delle curve biquadratiche per la modellazione del funzionamento della PdC a CO_2 in EnergyPlus in estate per la frequenza del compressore di 59.50 Hz

A titolo esemplificativo e non esaustivo, infine, nelle figure 2.1.14 e 2.1.15 si mostrano i coefficienti di talune curve, rispettivamente per il funzionamento a pompa di calore e macchina frigorifera, così come inserite nell' "Editor Idf" di EnergyPlus.

Field	Units	Obj23	Obj24	Obj25	Obj26	Obj27	Obj28	Obj29	Obj30	Obj31	Obj32
Name		Curva1_f=59.5	Curva1_f=38.4	Curva2_f=59.5	Curva2_f=38.4	Curva3_f=59.5	Curva3_f=38.4	Curva4_f=59.5	Curva4_f=38.4	Curva2_f=59.5_Coc	Curva2_f=38.4_C
Coefficient1 Constant		0,1888	0,7652	0,6095	0,9867	1,4561	0,4111	0,2061	0,4195	-1,792	-1,098
Coefficient2 x		0,241	0,033	0,4762	0,1333	-0,0732	0,1756	0,6109	0,8585	2,492	1,798
Coefficient3 x**2		-0,0192	0,0007	0	0	0,0054	-0,017	0	0	0	0
Coefficient4 x**3		0,0004	-0,0001	0	0	-0,00002	0,0005	0	0	0	0
Minimum Value of x	varies	-20	-20	0	0	-20	-20	0	0	0	0
Maximum Value of x	varies	50	50	1	1	50	50	1	1	1	1
Minimum Curve Output	varies										
Maximum Curve Output	varies										
Input Unit Type for X		Temperature	Temperature	Dimensionless	Dimensionless	Temperature	Temperature	Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless
Output Unit Type		Power	Power	Power	Power	Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless

Figura 2.1.14 - Definizione, in EnergyPlus, delle curve cubiche di funzionamento invernale della PdC a CO_2

Field	Units	Obj22	Obj23	Obj24	Obj25
Name		Curva1_f=59.5_Cooling	Curva1_f=38.4_Cooling	Curva3_f=59.5_Cooling	Curva3_f=38.4_Cooling
Coefficient1 Constant		7.0101	-0.4041	-7.4774	0.6567
Coefficient2 x		0.4045	-0.0797	-0.5643	-0.0155
Coefficient3 x**2		-0.0085	0.0041	0.0124	-0.0017
Coefficient4 y		-0.7282	0.1509	0.9927	0.0153
Coefficient5 y**2		0.0124	-0.0036	-0.0166	0.0011
Coefficient6 x*y		0	0	0	0
Minimum Value of x	varies	-20	-20	-20	-20
Maximum Value of x	varies	50	50	50	50
Minimum Value of y	varies	-20	-20	-20	-20
Maximum Value of y	varies	50	50	50	50
Minimum Curve Output	varies				
Maximum Curve Output	varies				
Input Unit Type for X		Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless
Input Unit Type for Y		Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless
Output Unit Type		Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless	Dimensionless

Figura 2.1.15 - Definizione, in EnergyPlus, delle curve bi-quadratiche di funzionamento invernale della PdC a CO_2 (queste curve ancora non esistono)

Criteri generali di simulazione
Relativamente ai criteri generali di simulazione stabiliti, per quanto concerne la convergenza e agli algoritmi di risoluzione dei bilanci energetici, questi sono quelli usuali per gli studi in ambito di efficienza energetica in edilizia, e quindi:
a) Criteri generali di simulazione:

- Timestep orari: 12
- SurfaceConvectionAlgorithm: Inside: TARP
- SurfaceConvectionAlgorithm: Outside: DOE-2
- HeatBalanceAlgorithm: ConductionTransferFunction
- Solair Distribution: FullInteriorAndExterior

b) Sistema Edificio e impianti

- Loads Convergence Tolerance Value: 3.9999999E-02
- Temperature Convergence Tolerance Value {deltaC}: 0.4000000
- Maximum Number of Warmup Days: 25
- Coil, Chiller, Heat Pumps e Ducts/Pipes Controller Convergence Tolerance {deltaC}: 0.01.

Come già anticipato in precedenza, quale algoritmo di risoluzione dei bilanci di energia è stato selezionato il metodo delle funzioni di trasferimento, in quanto affidabile e meno oneroso dal punto di vista computazionale rispetto alle risoluzioni alle differenze finite, che, invece, si rendono necessarie in casi particolari non contemplati da questo studio, quali, ad esempio, componenti a cambiamento di fase all'interno delle murature o inerzie del sistema involucro oltre quelle consuetudinarie.
Per quanto concerne i file climatici adoperati, questi sono stati costruiti appositamente secondo quanto rilevato dalla stazione meteorologica ENEA situata nel complesso Casaccia, poi implementi in un apposito file con estensione ".epw", secondo metodi e procedure oggetto di ricerca interna dell'Università degli Studi del Sannio. Pertanto, è stato creato un file climatico orario "ad hoc", denominato "ITA_Roma-CentroCasacciaEnea.epw".

2.1.3 Configurazioni alternative

Nell'ambito dell'Accordo di Collaborazione tra ENEA ed Università degli Studi del Sannio, Dipartimento di Ingegneria, sono state identificate, oltre alla definizione degli impianti "*as is*" e della loro modellazione in opportuni codici numerici, anche variazioni impiantistiche e di gestione, al fine di valutare prestazioni energetiche, micro-climatiche e analisi tecnico-economiche relative a configurazioni alternative.
Relativamente all'impianto aeraulico con Rooftop a CO_2 installata presso l'edificio container F76, oltre alla valutazione delle prestazioni energetiche e termo-igrometriche attuali, sono state contemplate le seguenti configurazioni alternative:

- Funzionamento Rooftop a CO_2 a quota fissa di aria esterna, pari alla minima portata di ventilazione alla più bassa velocità del ventilatore di mandata;
- Funzionamento Rooftop a CO_2 in cui è stabilito possa variare sia la portata d'aria totale immessa sia la portata d'aria esterna (OA - Outside Air), sempre pari al 28% dell'aria immessa;
- Funzionamento Rooftop a CO_2 in cui è stabilito possa variare sia la portata d'aria totale immessa sia la portata d'aria esterna (OA - Outside Air), sempre pari al 40% dell'aria immessa;
- Rooftop a CO_2 con controllo termico di zona migliorato mediante utilizzo di batterie di post-riscaldamento a canale, per singolo ambiente;
- Funzionamento della Rooftop a CO_2 a quota fissa di aria esterna, pari al 100% della portata veicolata.

Nel seguito, ed in particolare ai paragrafi 2.1.4 e 2.1.5, saranno descritte le prestazioni ottenibili, dal sistema di riferimento e da quelli alternativi, messi a confronto tra loro. Infine, al paragrafo 2.1.6, previa accurata valutazione degli extra-costi d'installazione (qui di seguito riportati) e di funzionamento, si procederà a valutazioni di carattere tecnico-economico.
Relativamente alle analisi di convenienza economica, sono stati valutati i seguenti parametri e dati di input:

- Rendimento del parco termo-elettrico, per conversione da $kWh_{ELETTRICO}$ a $kWh_{PRIMARIO}$,= 0.465.

- Costo onnicomprensivo dell'energia elettrica pari a 0.25 €/$kWh_{elettrico}$.
- Impianto base: no extra-costi di installazione.

Seguono, con riferimento alle soluzioni alternative sopra descritte, i costi di installazione.

Nota bene: nel computo metrico dei costi di modifica, sono stati valutati costi unitari da prezzari ufficiali, di norma "a misura" e non "a corpo", e laddove mancanti sono stati integrati con prezzi di listino di componenti commerciali. Non sono state applicate percentuali di ribasso, né tantomeno meccanismi di incentivazione, di cui alle detrazioni fiscali al 55% o in accordo al conto termico (D.M. 28/12/12). I costi sotto-riportati comprendono tutto quanto necessario per lavorazioni e magisteri nel rispetto delle migliori regole dell'arte.

- **FUNZIONAMENTO ROOFTOP A QUOTA FISSA DI ARIA ESTERNA, PARI ALLA MINIMA PORTATA DI VENTILAZIONE ALLA PIU' BASSA VELOCITA' DEL VENTILATORE DI MANDATA.** Si tratta di impianto riadattato per un funzionamento con quota fissata di aria esterna, pari a 1500 m^3/h (i.e., 0.417 m^3/s).
  Pertanto, rispetto alla configurazione attuale, non si avrà più una "*Demand Control Ventilation*", in funzione della concentrazione di biossido di carbonio in ambiente, bensì un funzionamento a quota stabilita di aria di rinnovo.
  Acronimo impianto: VAV Fixed Minimum.
  Sono previsti solo interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 2 ore, di una unità personale. Totale ore uomo n. 2 Totale Voce € 56.00.
  Totale costo modifica impianto e/o sua regolazione = € 56.00.

- **FUNZIONAMENTO ROOFTOP A CO_2, IN CUI PUÒ VARIARE SIA LA PORTATA D'ARIA IMMESSA SIA LA PORTATA D'ARIA ESTERNA (OUTSIDE AIR), SEMPRE PARI AL 28% DELL'ARIA IMMESSA.** Anche in questa seconda configurazione, l'impianto non veicola più aria esterna in funzione della concentrazione di anidride carbonica in ambiente, bensì la OA è fissata come quota percentuale rispetto alla portata d'aria totale effettiva trattata dall'impianto VAV. La percentuale di aria di rinnovo scelta è stata definita mediante confronto tra le portate massime e minime del ventilatore della Rooftop, in funzione della sua velocità. In particolare, il ventilatore può veicolare da 5400 m^3/h ad un minimo di 1500 m^3/h.
  In condizioni nominali, pertanto, il ventilatore veicolerà aria in ambiente per 1.5 m^3/s (→ 5400 m^3/h), di cui il 28% (i.e., 0.417 m^3/s → 1500 m^3/h) saranno di aria esterna.
  Acronimo impianto: VAV 28% OA.
  Sono previsti solo interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 2 ore, di una unità personale. Totale ore uomo n. 2 Totale Voce € 56.00.
  Totale costo modifica impianto e/o sua regolazione = € 56.00.

- **FUNZIONAMENTO ROOFTOP A CO_2, IN CUI PUÒ VARIARE SIA LA PORTATA D'ARIA IMMESSA SIA LA PORTATA D'ARIA ESTERNA (OUTSIDE AIR), SEMPRE PARI AL 40% DELL'ARIA IMMESSA.** Anche in questa seconda configurazione, l'impianto non veicola più aria esterna in funzione della concentrazione di anidride carbonica in ambiente, bensì come quota percentuale fissata rispetto alla portata d'aria totale effettiva trattata dall'impianto VAV. E' impianto identico a quello descritto alla configurazione alternativa precedente, solo con quota di aria esterna sempre pari al 40% della portata di aria effettivamente veicolata, in funzione delle condizioni termiche rilevate in ambiente, da parte del ventilatore centralizzato della Rooftop a R744. In condizioni nominali, pertanto, il ventilatore manderà aria in ambiente per 1.5 m^3/s (→ 5400 m^3/h), di cui il 40% (i.e., 0.60 m^3/s → 2160 m^3/h) saranno di aria esterna.

Acronimo impianto: VAV 40% OA.
Previsti solo interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 2 ore, di una unità personale. Totale ore uomo n. 2 Totale Voce € 56.00.
Totale costo modifica impianto e/o sua regolazione = € 56.00

- **ROOFTOP A CO_2 CON CONTROLLO TERMICO MIGLIORATO MEDIANTE UTILIZZO DI BATTERIE DI POST-RISCALDAMENTO DI ZONA.** La modifica impiantistica prevede installazione, nei 10 ambienti climatizzati direttamente, di installazione di cassette VAV vere e proprie in sostituzione delle attuali serrande servo-comandate. Le cassette VAV sono dotate di resistenza elettrica di post-riscaldamento, finalizzate ad un migliore controllo della temperatura ambiente, rispetto ai segnali di regolazione inviati dalla specifica sonda in ciascun locale climatizzato, attraverso cui si varia, oltre che la portata, l'entità del post-riscaldamento zona per zona. La configurazione impiantistica, sebbene sia energeticamente più svantaggioso, ha previsto post-riscaldamento elettrico al fine di semplificare l'invasività dell'intervento. Infatti, un post-riscaldamento a canale mediante batterie di post-riscaldo ad acqua calda avrebbe determinato nuova installazione di circuito idronico, attualmente non presente. Non è presente, inoltre, nemmeno idoneo scaldaacqua.
  Acronimo impianto: DCV AS IS + PRC.
  E' necessaria l'installazione di cassette VAV con batteria elettrica di post riscaldamento. Trattasi di numero 10 cassette cassetta mono-condotto a portata di aria variabile, con involucro in lamiera d’acciaio zincata con ganci per il montaggio tramite tiranti. Per ciascuna di queste, è richiesta serranda a tenuta secondo DIN 1946/4, ricorso a rivestimento con isolante termoacustico in materiale fonoassorbente in lana di roccia a doppia densità, rivestito con velo-vetro nero, idonea resistenza al fuoco. La singola cassetta è dotata di sonda di Dp dinamico, con campo di mantenimento della portata richiesta e campo di funzionamento da 20 a 1500 Pa. Ancora, ciascun terminale è dotato di sistema elettronico di regolazione e controllo della portata con moto-regolatore compatto dedicato. Il costo include batteria di post riscaldamento elettrica e silenziatore aggiuntivo. Costo unitario = 950 €. Costo totale per 10 cassette = 9500 €.
  Sono previsti, altresì, interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 4 ore, di quattro unità personale. Totale ore uomo n. 16. Totale Voce € 448.00.
  Totale costo modifica impianto e/o sua regolazione = € 9'948 €.

- **FUNZIONAMENTO ROOFTOP A QUOTA FISSA DI ARIA ESTERNA, PARI AL 100% della portata veicolata.** Si tratta di impianto riadattato per il funzionamento ancora a portata d'aria variabile, ma del tipo a tutt'aria esterna. E', ovviamente, una simulazione necessariamente da farsi al fine di comprendere il vantaggio in termini di qualità dell'aria ottenibile in ambente, con presumibili significative penalizzazioni dal punto di vista del contenimento delle richieste energetiche e dei costi di esercizio. In definitiva, si tratta del medesimo impianto attualmente installato presso l'edificio container F76, solo con funzionamento al 100% di aria esterna.
  Acronimo impianto: VAV All OA.
  Sono previsti solo interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 2 ore, di una unità personale. Totale ore uomo n. 2 Totale Voce € 56.00.
  Totale costo modifica impianto e/o sua regolazione = € 56.00

2.1.4 Analisi energetica di confronto tra le varie soluzioni

Su base stagionale sono state determinate le prestazioni energetiche in termini di energia primaria, espresse in kWh/m^2 (in figura 2.1.16 e 2.1.17, rispettivamente per il regime estivo ed invernale).
Considerando che la soluzione base rappresenta, già nella configurazione attuale, un impianto di ultima generazione ad alta efficienza, le soluzioni proposte sono state ricercate soprattutto con l'obiettivo di

aumentare il livello di comfort all'interno dell'edificio, a discapito, talvolta, dei costi di esercizio e dell'energia richiesta per il funzionamento.
In figura 2.1.16 sono presentate, con riferimento alla stagione invernale, le richieste di energia primaria mensile per il soddisfacimento della funzione di riscaldamento invernale. Si può notare come i consumi inferiori siano derivanti dall'adozione dell'impianto nella sua configurazione attuale.
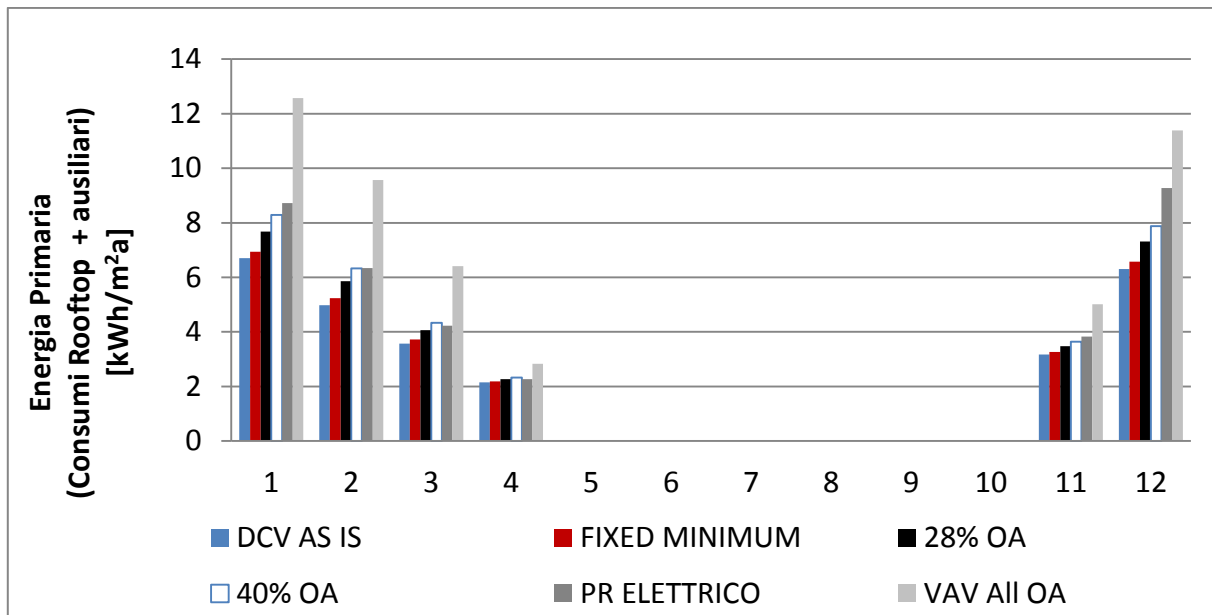
Figura 2.1.16 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale di una superficie unitaria dell'edificio

Di contro, ciascuna soluzione alternativa proposta comporta una richiesta sempre crescente in termini di energia primaria. In particolare, le richieste di energia primaria annue in regime invernale per la soluzione base sono di 26.88 kWh/m^2.
Le soluzioni "Fixed Minimum" (che prevede una percentuale di aria esterna fissa a 1500 m^3/h) quella "VAV 28% OA" (che prevede una percentuale costante di aria esterna pari al 28% dell'aria immessa), comportano dei consumi maggiorati rispettivamente del 3.9% e 14.1% rispetto alla soluzione base, peggiorando, tra l'altro, la qualità dell'aria interna su base stagionale (come si può vedere dalla Figura 2.1.18).
La soluzione 40% OA presenta anche essa una maggiorazione dei costi energetici in esercizio, pari in inverno a 32.79 kWh/m^2, migliorando però la qualità dell'aria interna, intesa come percentuale di tempo - con esclusivo riferimento alle ore lavorative annuali - in cui la concentrazione indoor di CO_2 è inferiore alle 1000 ppm. Tale indicatore PI_{CO2} passa dall'88% al 96%.
La soluzione con post-riscaldamento elettrico porta ad un aumento delle richieste energetiche pari al 29%, migliorando però le condizioni microclimatiche, analizzate nel paragrafo seguente, lasciando di fatto invariata la qualità dell'aria. L'ultima soluzione, che prevede il funzionamento dell'impianto a tutta aria esterna, vede incrementare i consumi in maniera significativa (incremento pari al 78%), con tuttavia un Performance Index, relativamente alla qualità dell'aria indoor (PI_{CO2}), pari al 100% delle ore occupate, con riferimento all'intero anno.

In regime estivo, analogamente a quanto visto per la stagione invernale, le richieste in termini di energia primaria per m^2 di area climatizzata per le soluzioni proposte sono crescenti, anche se in maniera molto minore rispetto il regime invernale, tranne che per la soluzione con post-riscaldamento dove i consumi sono identici a quelli della soluzione base (il riscaldamento elettrico in estate non entra in funzione).
In Figura 2.1.17 si può vedere che i consumi in regime estivo sono sempre maggiori rispetto a quelli che si hanno in regime invernale, con riferimento a tutte le soluzioni proposte.
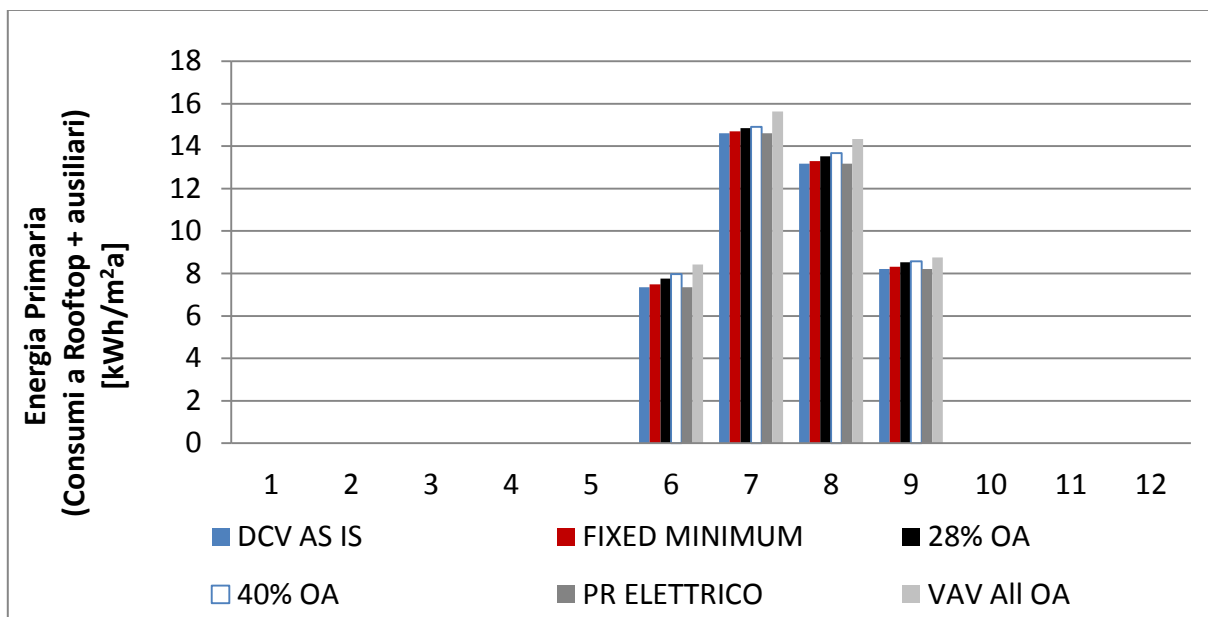
Figura 2.1.17 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva di una superficie unitaria dell'edificio
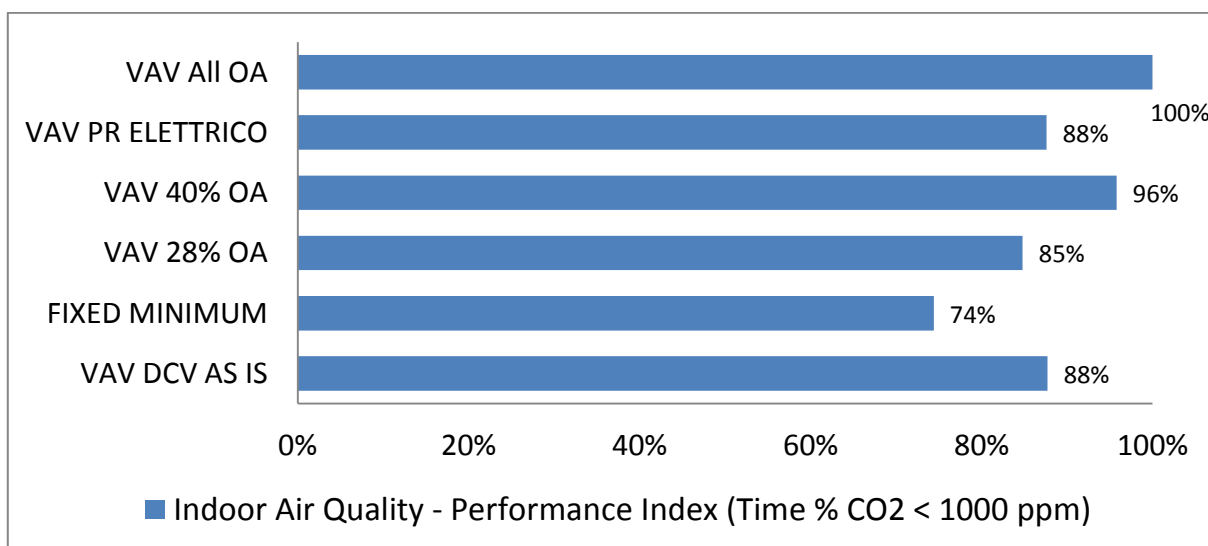
Figura 2.1.18 – Qualità dell'aria indoor relativa alle soluzioni alternative proposte, su base annua

In figura 2.1.19 e 2.1.20, sono invece rappresentati rispettivamente i costi annui per la climatizzazione invernale ed estiva.
Per quanto riguarda le altre soluzioni, in regime invernale hanno tutte dei costi di esercizio sempre maggiori rispetto alla soluzione base (pari a 815 €), a partire dalla "Fixed Minimum" fino alla "VAV All OA", con incrementi che per le prime quattro soluzioni alternative sono rispettivamente del 3.9% (Fixed Minimum), 14.1% (VAV 28% OA), 22.0% (VAV 40% OA), e 29.0% (DCV AS IS + PRC). Per l'ultima soluzione, impianto Rooftop a portata variabile ma sempre "tutta esterna" (VAV All OA), si registra addirittura un incremento dei costi di esercizio pari al +77.8%.
Ancora relativamente al regime invernale, per l'impianto a tutt'aria esterna si ha un sensibile incremento dei costi dovuti al funzionamento degli ausiliari. Ciò è dovuto anche ad un funzionamento maggiormente prolungato dell'impianto (i.e., funziona di più, non riuscendo in ogni timestep a bilanciare il carico termico).
Nel caso estivo, come già detto per le richieste energetiche, i costi di esercizio della soluzione con post-riscaldamento elettrico sono uguali a quelli della soluzione base, visto che questo sistema non entra in funzione.

Gli incrementi dei costi estivi, rispetto alla soluzione attuale, sono rispettivamente del 1.0% (Fixed Minimum), 3.0 % (VAV 28% OA), 4.1% (VAV 40% OA), 0% (DCV AS IS + PRC). Per l'ultima soluzione, impianto rooftop a portata variabile ma sempre "tutta esterna" (VAV All OA), si registra un incremento dei costi pari a 8.7%. In questo caso, infatti, si passa dai 1314 € della soluzione base ai 1429 € dell'impianto a tutt'aria esterna. Ciò sempre con riferimento alla sola stagione estiva, in cui però non si registra, diversamente dal regime invernale, un maggiore costo per il funzionamento degli ausiliari.
Per le altre soluzioni, l'incremento dei costi, che è in ogni caso presente, è decisamente più contenuto.
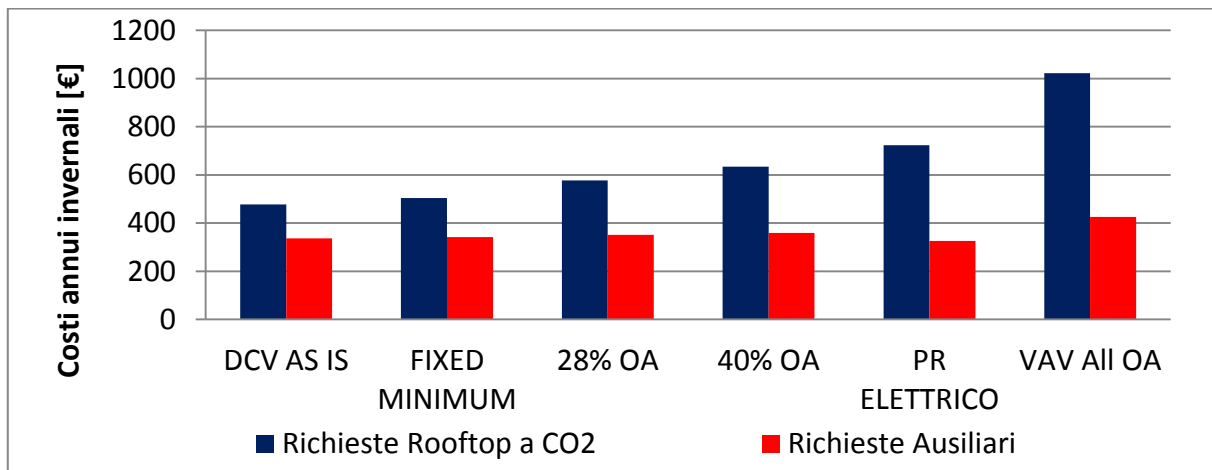
Figura 2.1.19 - Costi economici richiesti, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale ed estiva dell'edificio
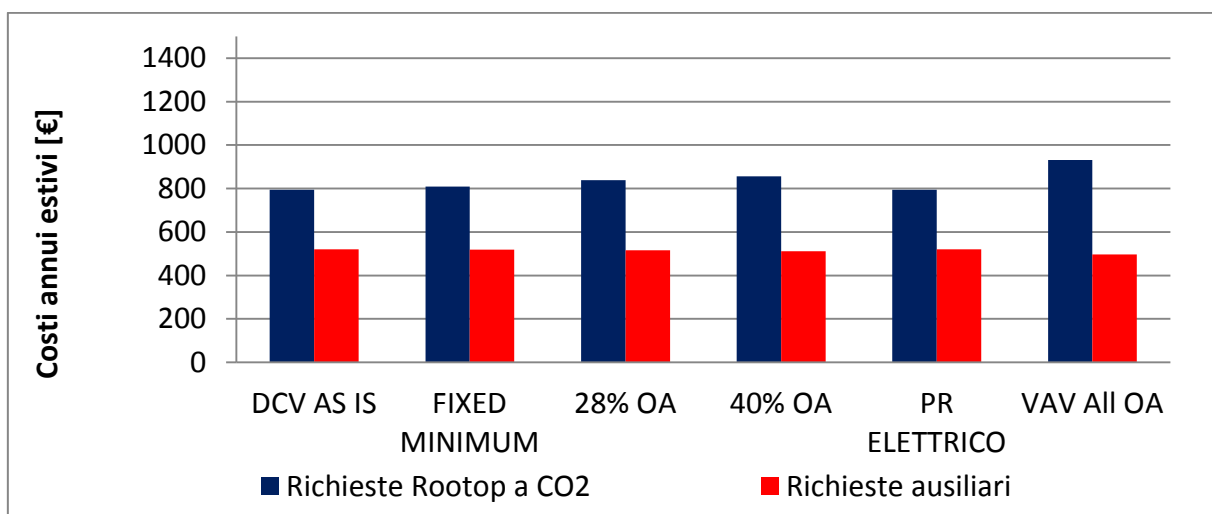
Figura 2.1.20 - Costi economici richiesti, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale ed estiva dell'edificio

In conclusione, in regime estivo, l'impianto di climatizzazione lavora per lo stesso numero di ore al giorno che caratterizzano il funzionamento invernale, con coefficienti di prestazione però più bassi, la qual cosa spiega la maggiore richiesta elettrica - e quindi economica - da parte della pompa di calore a CO_2 che, oltre al carico termico, è chiamata a sottrarre anche la quota parte di energia termica addotta all'aria di immissione da parte degli ausiliari. Anche questi ultimi hanno un costo più elevato in estate rispetto alla stagione di riscaldamento.

2.1.5 Analisi microclimatica di confronto tra le varie soluzioni

Sebbene le variazioni alle soluzioni impiantistiche non abbiano modificato le impostazioni di controllo microclimatico all'interno degli ambienti, e quindi non si è intervenuti sui set-point di temperatura e di

umidità, in questo paragrafo, con riferimento a giorni centrali delle stagioni di raffrescamento e riscaldamento nonché agli interi periodi, si valutano:

- l'eventuale variazione delle condizioni termiche ed igrometriche dovute alle variazioni impiantistiche,
- la congruità dei livelli termici ed igrometrici nel garantire, secondo le specifiche esigenze proprie delle variegate funzioni ospitate all'interno dell'edificio, condizioni di comfort relativamente all'attività lavorativa.

Le analisi fanno riferimento alla temperatura media tra quelle rilevate nei singoli ambienti direttamente climatizzati. Con riferimento a tali valori medi, sono stati individuati range di accettabilità collegati al tipo di destinazione d'uso:

- Condizioni invernali: temperatura compresa tra 20.0 ÷ 24.0 °C.
- Condizioni estive: temperatura compresa tra 23.0 ÷ 27 °C.

Nelle figure 2.1.21 e 2.1.22, sono riportate rispettivamente le temperature dell'aria interna, con riferimento a 5 giorni tipici della stagione invernale (dal 10 al 14 Gennaio) e cinque giorni tipici della stagione estiva (dal giorno 8 al giorno 13 Luglio).
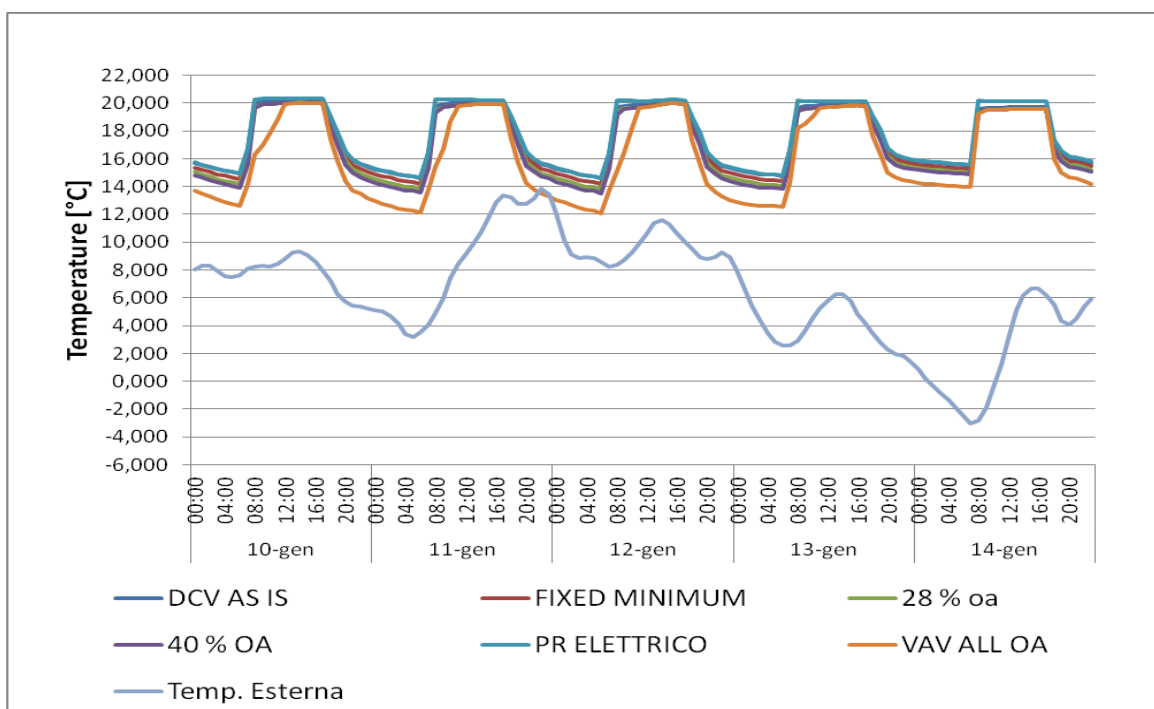
Figura 2.1.21 - Temperature invernali (medie tra ambienti climatizzati), al variare della tipologia impiantistica (periodo di riferimento: 10-14 Gennaio)

Si nota come, in regime invernale, sia per l'impianto attuale che per le tutte le altre soluzioni impiantistiche proposte, nelle ore desiderate, ovvero quelle di ufficio programmate 8.00-18.00, la temperatura si attesta sempre sui 20 °C, così come richiesto da progetto, notandosi un leggero ritardo nell'impianto a tutta aria esterna.
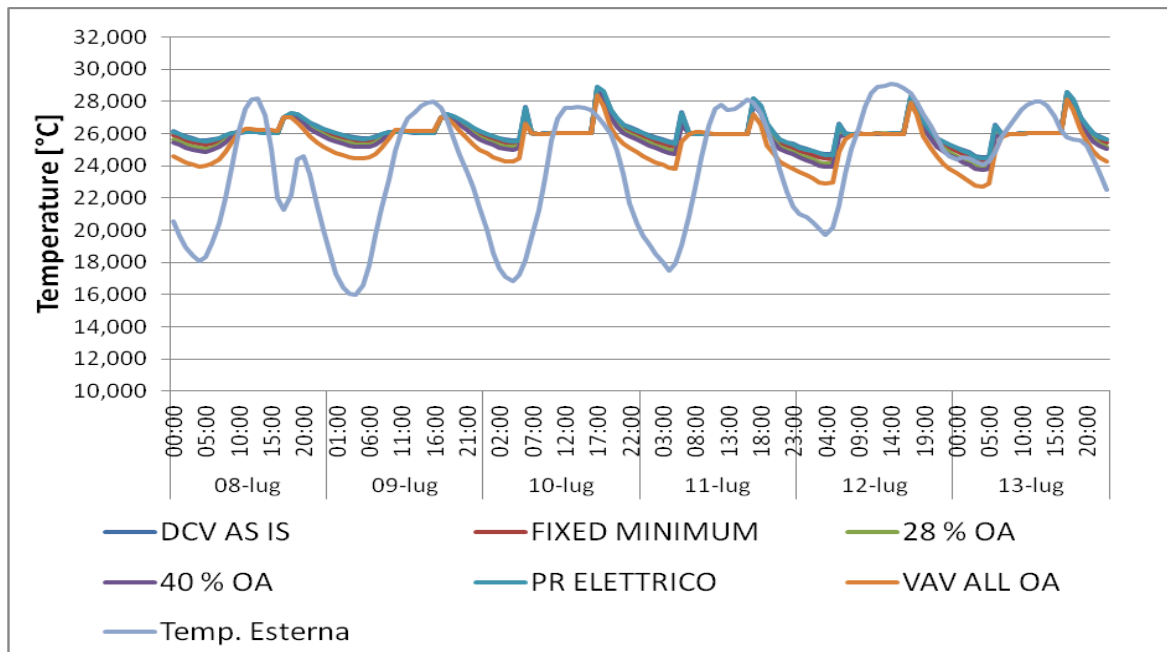
Figura 2.1.22 - Temperature estive (medie tra ambienti climatizzati), al variare della tipologia impiantistica (periodo di riferimento: 08-13 Luglio)

In regime estivo, l'impianto esistente e tutte le soluzioni alternative proposte riescono a mantenere la temperatura, nelle ore richieste, al valore di 26°C.

Relativamente ancora alla capacità di ontrollo microclimatico, sin ad ora sono stati illustrati solo giorni caratteristici della stagione di riscaldamento e raffrescamento.

Nella prossima analisi, la capacità di controllo microclimatico da parte del sistema edificio-impianto è analizzata nel suo complesso, con riferimento alle intere stagioni di riscaldamento e raffrescamento. Per tutte le varie tipologie impiantistiche e per entrambe le stagioni di riferimento, sono stati calcolati, rispetto a ciascuna ora lavorativa e mediando ancora i risultati dei 10 ambienti direttamente climatizzati, gli indicatori di prestazione, intesi come percentuale di tempo in cui le condizioni indoor ricadono all'interno degli intervalli ritenuti ammissibili.

Nella figura 2.1.23, si riportano gli indicatori di prestazione (PI_T = Indicatore di prestazione di temperatura), con riferimento alla stagione invernale ed estiva. Nel dettaglio, la figura mostra le percentuali di tempo in cui sono soddisfatti i livelli termici prima citati, secondo gli intervalli di accettabilità riportati nelle pagine precedenti. Si fa esclusivo riferimento alle ore lavorative.

Per quanto riguarda invece il regime invernale, la soluzione base presenta un PI_T pari a 84.3%, mentre le soluzioni alternative presentano sempre un PI_T minore, eccezion fatta per quella con post-riscaldamento elettrico, dove il PI_T è pari a 88.1%.

In regime estivo, il PI_T della soluzioni base è pari al 92.5%, e si riscontrano valori praticamente uguali per tutte le altre soluzioni proposte tranne per quella a tutta aria esterna, dove il PI_T è 89.6%.
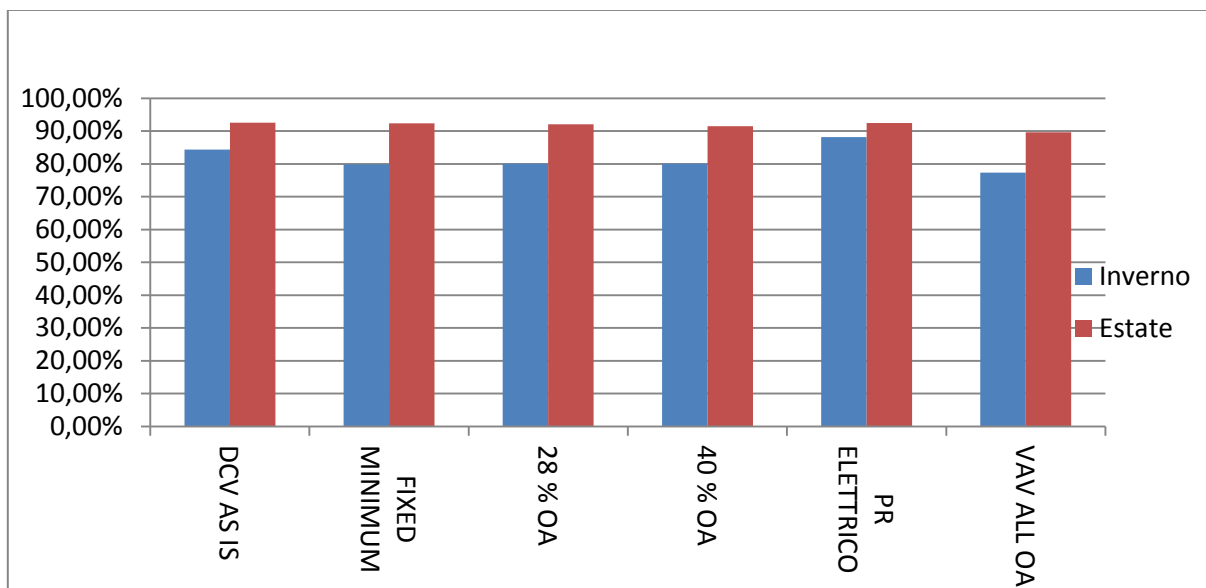
Figura 2.1.23 - Indicatori di Prestazione di temperatura, relativi alle intere stagioni di riscaldamento e raffrescamento (solo ore lavorative), al variare della tipologia impiantistica

2.1.6 Analisi di fattibilità tecnico-economica

Come già mostrato in precedenza, le soluzioni alternative proposte sono atte al solo miglioramento o delle condizioni dell'aria all'interno degli ambienti o al miglioramento delle condizioni di comfort degli stessi ambienti. Inoltre, come si è visto nell'analisi dei costi, tutte le soluzioni portano ad un incremento dei costi di esercizio.

Per quanto riguarda i costi di modifica/istallazione, talora si prevdono interventi di sola manutenzione straordinaria, talora cospicue modifiche all'impianto (come nel caso di nuovi terminali VAV con cassette dotate di batterie elettriche di post-riscaldamento).

Pertanto, non essendo alcuna soluzione caratterizzata da risparmio sui costi di esercizio, mancano i presupposti per il calcolo degli indicatori di fattibilità economica e quindi DPB (→Discounted PayBack), SPB (→ Simple PayBack), VAN (→ Valore Attuale Netto) e IP (→ Indice di Profitto), calcolati, invece, nei prossimi paragrafi 2.2. e 2.3 in riferimento all'edificio F92.

2.2 Scuola delle Energie, edificio F92, con sistema di riscaldamento e raffrescamento mediante impianto di Solar Heating e Cooling

2.2.1 Introduzione e Modellazione geometrica dell'edificio

L'edificio F92, villetta multipiano in calcestruzzo armato, è stato modellato sia con DesignBuilder che con Google SketchUp, al fine di poter procedere con il doppio codice numerico (e quindi sia EnergyPlus che TRNSYS) per la fase di simulazione termo-energetica.

In particolare, tale doppia opzione è stata esercitata durante una fase iniziale del lavoro, propedeutica alla scelta del miglior codice di simulazione termo-energetica attraverso cui modellare le prestazioni del sistema complesso edificio-impianti.

A valle della modellazione geometrica, per l'impianto di Solar Heating and Cooling oggetto di questo paragrafo, si è proceduto alla simulazione termo-energetica mediante TRNSYS 17.

Nel prossimo paragrafo, invece, in cui presso il medesimo edificio si descriveranno le prestazioni di un impianto idronico alimentato da pompa di calore commerciale - del tipo a condensazione in aria per la produzione di acqua refrigerata e riscaldata - si procederà - per quanto concerne le simulazioni - mediante EnergyPlus 7.2.0.

L'edificio è costituito, come si può vedere nella Figura 2.2.1, da una palazzina di quattro piani (seminterrato incluso), in cemento armato, costruito agli inizi del 2000, adibito a Scuola delle Energie.

Da un sopralluogo tecnico nonché dalla documentazione fornita [17, 18], è stato possibile reperire le seguenti informazioni, relative alle dimensioni ed alle caratteristiche termo-fisiche dei materiali adoperati.

Figura 2.2.1 - Immagine reale dell'edificio oggetto di studio F92 di proprietà dell'ENEA
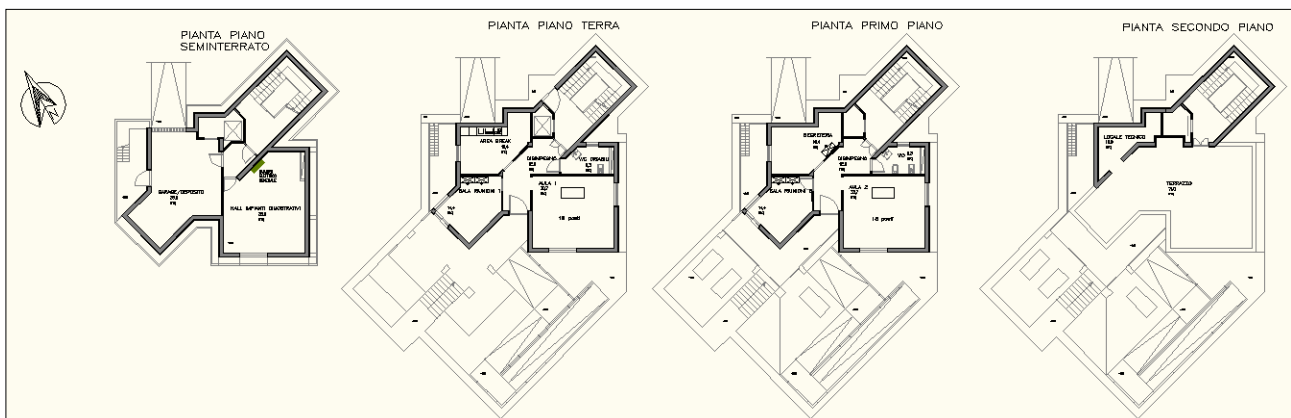
Figura 2.2.2 - Planimetrie in CAD per i diversi piani costituenti l'edificio

L'edificio presenta quattro piani, di cui:

- il piano inferiore è interrato per circa i due terzi dell'altezza totale (3.2 metri),
- i due piani intermedi sono speculari e di altezza pari a 2.7 metri,
- il piano superiore presenta un locale tecnico, non climatizzato.

L'edificio nel complesso è composto da nove ambienti climatizzati, caratterizzati dalle seguenti dimensioni:

- Hall-Impianti (Seminterrato): superficie = 38.6 m^2.
- Aula 1 (Piano Terra): superficie = 31.0 m^2.
- Area Break (Piano Terra): superficie = 16.4 m^2.
- Sala Riunioni 1 (Piano Terra): superficie = 15.2 m^2.
- WC (Piano Terra): superficie = 6.8 m^2.
- Segreteria (Primo Piano): superficie = 15.8 m^2.
- Aula 2 (Primo Piano): superficie = 31.0 m^2.
- WC (Primo Piano): superficie = 6.8 m^2.
- Sala Riunioni 2 (Primo Piano): superficie = 15.2 m^2.

Complessivamente, l'edificio presenta una superficie climatizzata di 176.8 m^2, a fronte di una superficie complessiva, incluse scale, disimpegni, pianerottoli di interpiano, locali tecnici e ambienti interrati non climatizzati, pari a circa 345 m^2.

In particolare, sono climatizzati solo i nove ambienti sopra elencati, mentre l'edificio è costituito da altri locali senza controllo microclimatico diretto, che sono - nel seminterrato - il Garage (36.5 m^2), e ancora i disimpegni (per ogni piano) di 12.8 m^2, i vani scala e una sala tecnica situata all'ultimo piano.
Come sopra anticipato, l'involucro edilizio presenta le caratteristiche tipiche di un edificio con telaio strutturale in calcestruzzo e tamponature in laterizio forato realizzato agli inizi dell'anno 2000. La stagione interessata dall'attività di collaborazione tra Università degli Studi del Sannio ed ENEA non ha consentito misure termografiche, mancando sia la necessaria differenza di temperatura tra ambiente interno ed ambiente esterno, sia la necessaria costanza di tale differenza tra i livelli termici.
Pertanto, nella determinazione delle caratteristiche termo-fisiche dell'involucro edilizio, si è fatto ricorso ai dati ricevuti dall' ENEA, implementati, nei dati mancanti, con dati ottenuti da abachi di strutture tipiche, per età di costruzione e tecnologia costruttiva.
La stratigrafia delle pareti esterne, delle pareti divisorie tra due zone termiche differenti e dei solai di copertura (sia tra differenti zone che di confine con il terreno) è stata implementata direttamente in DesignBuilder per il modello effettuato con tale software, mentre è stata implementata in TRNBuild per il modello dell'edificio utilizzato per la simulazione in TRNSYS. Quest'ultimo codice, sarà quello poi usato per la simulazione dell'impianto di Solar Heating Cooling. In particolare, il modello esclusivamente geometrico è stato costruito in Google SketchUp.
Per quanto concerne la stratigrafia dell'involucro, essa è composta da:

- Muro esterno (dall'esterno all'interno):
  - Intonaco calce e cemento; spessore = 0.01 m.
  - Strato di poliuretano; spessore = 0.04 m.
  - Laterizio; spessore = 0.24m.
  - Intonaco gesso; spessore = 0.01 m.
- Divisorio:
  - Intonaco calce e gesso; spessore = 0.01 m.
  - Laterizio; spessore = 0.08 m.
  - Intonaco calce e gesso; spessore = 0.01 m.
- Copertura (dall'esterno verso l'interno).
  - Solaio in latero-cemento; spessore = 0.22 m.
  - Soletta/caldana in calcestruzzo armato; spessore = 0.06 m.
  - Massetto di cemento per allettamento; spessore = 0.06 m.
  - Colla e piastrelle; spessore = 0.01 m.
- Pavimento su terreno (dal basso verso l'alto):
  - Solaio in latero-cemento; spessore = 0.22 m.
  - Soletta/caldana in calcestruzzo armato; spessore = 0.06 m.
  - Massetto di cemento per allettamento; spessore = 0.06 m.
  - Colla e piastrelle; spessore = 0.01 m.

N.B. Seppur uguali in composizione, le trasmittanza termiche di calcolo di copertura e basamento sono diverse, data - naturalmente - l'assenza del coefficiente di scambio termico liminare esterno convettivo/radiativo per quanto concerne il pavimento su terreno.

Tabella 2.2.I - Caratteristiche termo-fisiche delle strutture degli edifici considerati

Struttura	U (W/m^2K)	Y_{IE} (W/m^2K)	f_a (---)	S (h)	g_t (---)
Parete verticale	0.733	0.19	0.26	9.4	----
Divisorio	2.186	2.0	0.92	2.2	----
Solaio di copertura	1.410	0.32	0.23	10.4	----
Basamento	1.520	0.34	0.23	10.1	----
Finestre (vetro)	3.220	----	----	----	0.75

Per quanto riguarda i componenti vetrati, sono presenti finestre doppio vetro 3/6/3 (i.e., 3 mm vetro esterno, 6 mm intercapedine, 3 mm vetro interno), con aria in cavità. Nella Tabella 2.2.I sono riassunti i

valori totali di trasmittanza termica, trasmittanza termica periodica, fattore di attenuazione e di sfasamento, e della trasmittanza termica e solare delle vetrate.
Le tipologie di superfici di confine costruite sono rappresentate in Figura 2.2.3.
Per le strutture in esame, risultano i seguenti valori di trasmittanza termica:

- Tamponature verticali: trasmittanza termica U pari a 0.733 W/m^{2}K (il valore non include i ponti termici).
- Struttura di copertura: trasmittanza termica U pari a 1.41 W/m^{2}K.
- Basamento: trasmittanza termica U pari a 1.520 W/m^{2}K.

Per quanto concerne le finestre, queste sono in telaio in legno e vetro semplice, presentando un fattore di trasmissione solare pari a 0.75 e una trasmittanza termica del vetro pari a 3.22 W/m^{2}K.
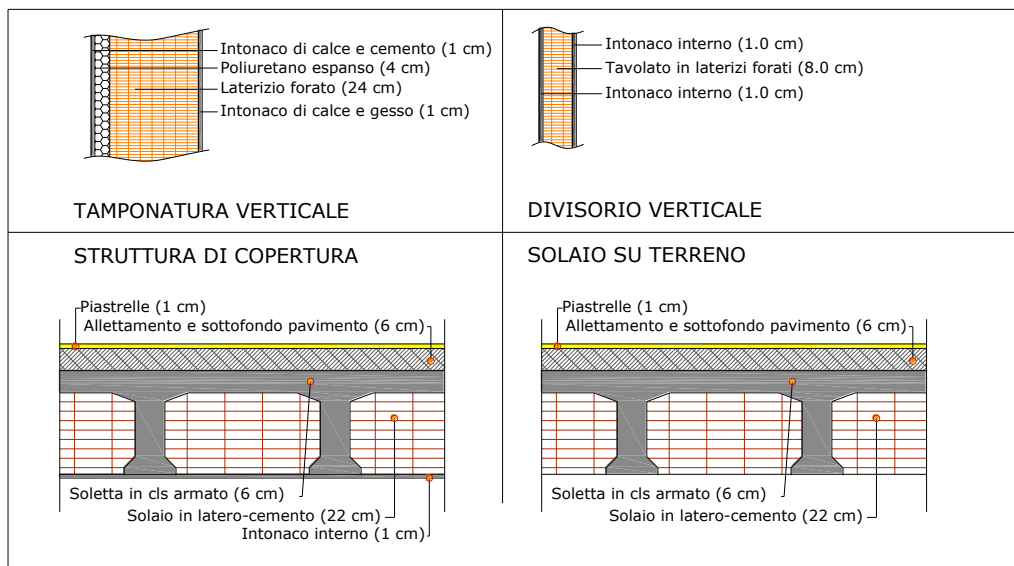
Figura 2.2.3 - Termofisica delle Strutture

Con riferimento a quanto riportato in Tabella 2.2.I, si descrive, nel seguito, il significato delle caratteristiche termo-fisiche considerate:

- **U (Trasmittanza termica):** è il parametro che esprime la potenza termica che attraversa una struttura di confine tra due ambienti a temperatura diversa, espressa per metro quadrato di superficie e per un grado celsius di differenza termica. Pertanto, è un parametro che qualifica l'isolamento termico di una parete. In particolare, la trasmittanza termica - reciproco della resistenza termica totale - è tanto più bassa quanto più alto è lo spessore di una parete e/o più bassa la conducibilità termica dei materiali che la costituiscono. Si esprime in W/m^{2}K. La legge italiana (al D.P.R. 59/2009, che richiama il D.Lgs. 192/2005 ed s.m.i.) attualmente, in funzione del componente edilizio e della zona climatica italiana, ne prescrive valori massimi.
- **Y_{IE} (Trasmittanza termica periodica):** è un parametro che esprime l'attitudine di un componente edilizio ad attenuare e sfasare nel tempo il flusso termico che lo attraversa nell'arco delle ventiquattro ore. La trasmittanza periodica cresce al crescere della conducibilità dei materiali che compongono la parete e decrescere al crescere della loro massa volumica e del calore specifico che li caratterizza. La legislazione italiana vigente (al D.P.R. 59/2009) prescrive - nelle località fortemente irradiate - che Y_{IE} sia inferiore a 0.12 W/m^{2}K per le pareti di nuova costruzione e inferiore a 0.20 W/m^{2}K per le coperture.
- **f_a (fattore di attenuazione):** il fattore di attenuazione, adimensionale, esprime il rapporto tra l'ampiezza del flusso termico entrante in ambiente rispetto a quello entrante in una struttura edilizia (parete o tetto) fittizia e priva di capacità termica. Si calcola come rapporto fra il massimo flusso della struttura reale ed il massimo flusso della struttura a massa termica nulla.

- **S (fattore di sfasamento):** si definisce sfasamento dell'onda termica l'arco temporale, espresso in ore, che intercorre tra il picco massimo della temperatura esterna ed il massimo del flusso termico che si verifica in ambiente. In sostanza, è un parametro che dà misura di quanto sia elevata l'inerzia termica e la costante di tempo della parete.
- **g_t (trasmittanza solare delle vetrate):** è un parametro che esprime il rapporto tra la radiazione solare incidente su un mezzo e l'energia trasmessa dallo stesso verso l'interno di un ambiente. E' un parametro di calcolo proprio dei componenti trasparenti, espresso in percentuale o in forma adimensionale.

Figura 2.2.4 - Rendering del modello dell'edificio effettuato in DesignBuilder
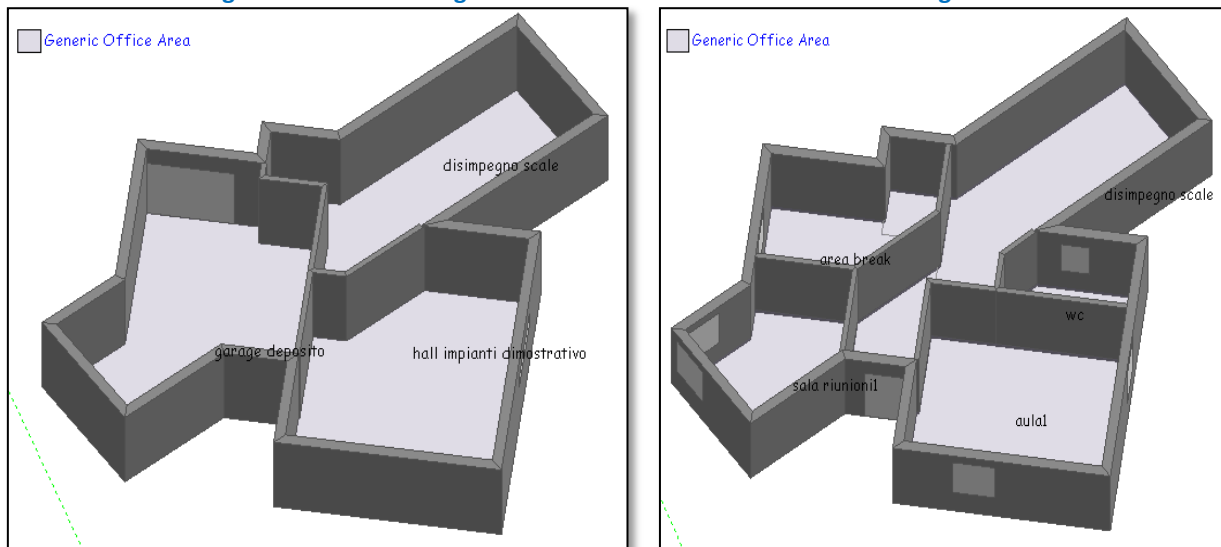
Figura 2.2.5 – Divisione delle diverse zone termiche, piano per piano, effettuata in Design Builder
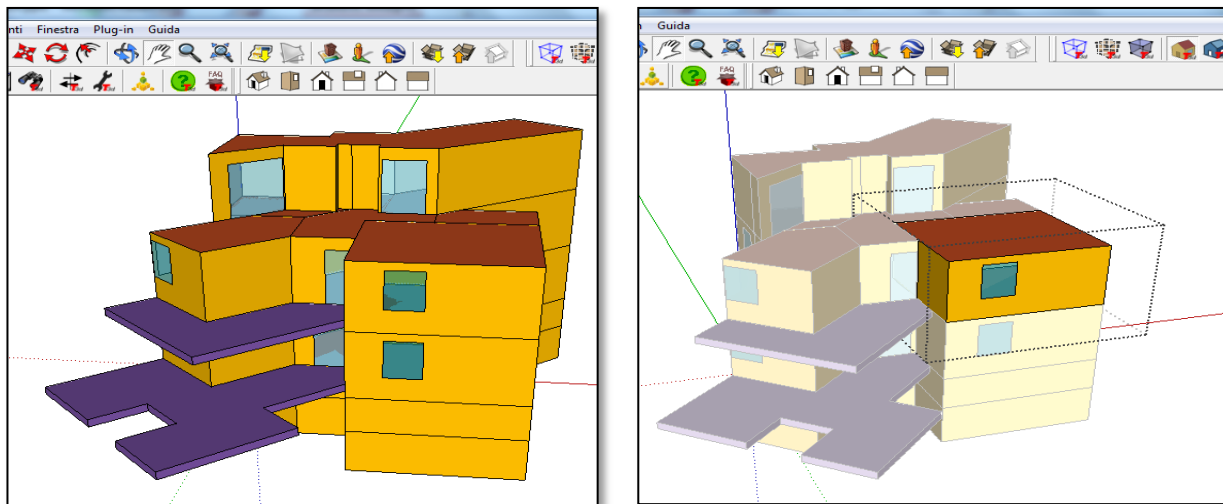
Figura 2.2.6 - Modello dell'edificio in google SketchUp, per trasferimento in TRNSYS mediante Plug-in Open Studio e Dettaglio di una zona termica

2.2.2 Modellazione dell'impianto

Descrizione dell'impianto

Dopo aver esportato il modello geometrico dell'edificio da SketchUp a TRNSYS, mediante il plug-in Open Studio, con tale codice numerico è stato definito l'impianto di "*Solar Heating and Cooling*", che prevede come sorgenti calde un campo solare con tubi sottovuoto di 56 m^2 ed una caldaia integrativa da 43.9 kW_t. Per quanto concerne i terminali, sono presenti sia pannelli radianti che ventilconvettori.

I primi sono alimentati a portata costante ed a temperatura di alimentazione fissa, mentre i secondi funzionano a tutta aria di ricircolo e sono alimentati a portata costante e temperatura variabile.

Una panoramica della modellazione impiantistica è visibile in figura 2.2.7, con aggiunta delle "types" per il funzionamento in modalità estiva in figura 2.2.8. In figura 2.2.9 vi è, invece, rappresentazione del modello del "lato solare" dell'impianto.

L'impianto di Solar Heating and Cooling, qui di seguito solo brevemente descritto (rinviando per un maggiore dettaglio alla specifica documentazione ENEA [17, 18]), è stato modellato anche tenendo conto delle indicazioni progettuali e delle informazioni qualitative e quantitative riportate in [19-23].

In particolare, con riferimento a [17, 18], l'impianto è caratterizzato dai seguenti parametri prestazionali e di funzionamento.

- Il campo solare è composto da 15 collettori solari termici a tubi evacuati di 3.75 m^2 e potenza di picco 2.37 W ciascuno, connessi di tre in tre in serie, e poi tutti in parallelo.
- Un serbatoio (tank caldo) da 1500 litri, per l'accumulo dell'acqua prodotta dal campo solare.
- Un Dry-Cooler, con potenza dissipata di 36 kW, utilizzato al fine di evitare che la temperatura del serbatoio di accumulo superi i valori massimi ammissibili.
- Ventilconvettori con portata d'aria trattata fino a 700 m^3/h ciascuno.
- Pannelli radianti con portata al collettore di 785 l/h.

Per il funzionamento estivo, in modalità quindi di "Solar Cooling", sono utilizzati, in aggiunta:

- Un gruppo frigo ad assorbimento, del tipo acqua-bromuro di litio, con potenza frigorifera di 18 kW_f a fronte di una potenza termica in ingresso di 25 kW_t, connesso ad una torre evaporativa con una potenzialità di 43 kW.
- Un serbatoio di accumulo da 1000 litri (tank freddo), per l'accumulo dell'acqua refrigerata prodotta dal gruppo frigorifero ad assorbimento.

Tornando al funzionamento dell'impianto di riscaldamento/raffrescamento nel suo complesso, come detto, la superficie climatizzata è pari a 177 m^2.

L'impianto è attivo dal 16 Novembre al 15 Aprile in regime di funzionamento invernale (secondo legislazione vigente di cui al D.P.R. 412/1993), e dal 1 Giugno al 30 Settembre relativamente al periodo di funzionamento estivo.
Gli ambienti interni sono mantenuti alle seguenti temperature:

- regime invernale: 20 °C gli ambienti in sopra-elevazione, 16° C per il sotterraneo, tra le ore 8.00 e le ore 18.00. *Temperature interne in free-running per le restanti ore*.
- regime estivo: 26 °C gli ambienti in sopra-elevazione, 28° C per il sotterraneo, tra le ore 8.00 e le ore 18.00. *Temperature interne in free-running per le restanti ore*.

Trattandosi di edificio adibito a prove sperimentali, tali livelli termici sono richiesti per 7 giorni a settimana. Inoltre, tutti i carichi e la presenza di persone sono stati ritenuti nulli, per rimanere aderenti alle condizioni di funzionamento che caratterizzano la campagna sperimentale di monitoraggio, in fase di conduzione presso il centro ENEA Casaccia.

Relativamente ai criteri di modellazione, la prima delle due pompe di circolazione dell'impianto solare (figura 2.2.9) è stata modellata in maniera tale da cominciare a funzionare quando l'irradiazione misurata sulla superficie dei collettori solari supera i 300 W/m^2, la seconda, invece, si attiva quando la temperatura in uscita dal campo solare supera i 91° C, aumentando in tal modo lo scambio termico e quindi l'energia prelevata.
La prima delle due pompe di circolazione, atte alla carica del serbatoio di accumulo, oltre ad un controllo sull'irradiazione ≥ 300 W/m^2, ha un secondo controllo sulla differenza di temperatura tra l'accumulo e l'uscita dal campo solare, che deve essere pari almeno a 3.5° C per permetterne l'avvio. La seconda pompa di carica, invece, parte quando la temperatura dell'acqua prodotta dal campo solare supera gli 81°C.
Quando la temperatura dell'accumulo supera i 95°C, avviene attivazione del Dry-Cooler, che dissipa parte dell'energia proveniente dal campo solare per evitare che le temperature nell'accumulo salgano eccessivamente.
Le logiche quindi di regolazione e utilizzo dei due differenti terminali sono differenti per la stagione invernale ed estiva, e di seguito descritte.

REGIME INVERNALE
Tramite l'accumulo caldo, e quindi adoperando l'energia rinnovabile solare, si alimentano esclusivamente i pavimenti radianti; questo avviene quando la temperatura del tank caldo supera i 40° C.
Nel caso in cui tale temperatura dovesse risultare inferiore, il generatore a combustione integrativo ha il consenso alla partenza, alimentando esclusivamente i ventilconvettori, fin quando l'accumulo caldo non risulti nuovamente in temperatura. Altra condizione per l'attivazione della caldaia è che la temperatura dell'acqua in mandata al termodotto sia inferiore ai 54 °C [17].

REGIME ESTIVO
Quando ci si trova nella fascia oraria di occupazione dell'edificio, è avviata la produzione di acqua refrigerata se la temperatura della parte bassa dell'accumulo freddo è maggiore dei set-point impostati [18]. Tali valori di set-point sono riportati nella Tabella 2.2.II e sono funzione della temperatura media raggiunta in quattro ambienti rappresentativi, usati quale riferimento: Aula 1, Aula 2, Sala Riunioni 1 e Sala Riunioni 2.
L'alimentazione della macchina ad assorbimento avviene ad opera dell'accumulo caldo, se la temperatura della parte alta di questo è maggiore di 80° C e fintantoché la temperatura dell'edificio non raggiunge i 21°C. La logica del sistema di regolazione prevede sottrazione all'edificio della massima potenza termica durante il funzionamento solare gratuito.
Se la temperatura nella parte alta dell'accumulo caldo dovesse risultare inferiore agli 80° C, l'alimentazione della macchina ad assorbimento verrebbe assicurata dalla caldaia ad integrazione, ma in questo caso se e solo se l'edificio ne avesse effettivamente bisogno, registrandosi una temperatura interna superiore ai 26°C.

Tabella 2.2.II - valori di setpoint dell'accumulo freddo in funzione della temperatura media dell'edificio

Temperatura media ambienti	Valore di set-point accumulo freddo
21° C	18° C
22° C	16° C
23° C	14° C
24° C	12° C
25° C	10° C
26° C	8° C
27° C	7° C
28° C	7° C

L'attivazione alternativa dei pavimenti radianti piuttosto che dei fan coil dipende dalle temperature interne degli ambienti. In particolare, a funzionare sono i ventilconvettori quando la temperatura ambiente sale al di sopra dei 26° C e quindi serve una minore inerzia termica da parte dell'impianto di raffrescamento. Diversamente, i pavimenti radianti operano nel range 21 - 26° C di temperature ambiente, tenendo conto dell'elevata inerzia legata a tale sistema.
Per ogni ulteriore approfondimento, relativamente alle logiche attuali di regolazione, si rimanda ai riferimenti bibliografici [17, 18].

Secondo la costruzione ad oggetti collegati tipica di TRNSYS, l'impianto è stato suddiviso in ciascuno dei suoi vari componenti meccanici, elettrici ed elettronici. Di seguito, si riporta breve descrizione delle principali "Types" utilizzati per la modellazione.

Principali Type adoperati in TRNSYS

- Generazione e sistemi di conversione energetica:
  - *Type 1288_EvacTube: Collettore solare a tubi evacuati*
  - *Type 700: Caldaia*
  - *Type 909: Macchina ad assorbimento*
  - *Type 510: Torre evaporativa*
- Controlli termostatici:
  - *Type 2-AquastatC: Controllo OnOff Cooling*
  - *Type 2-AquastatH: Controllo OnOff Heating*
  - *Type 14h: Schedule di funzionamento*
- Trasferimenti e stoccaggi energetici:
  - *Type 4c: Tank caldo/freddo*
  - *Type 5e: Scambiatore di calore a piastre*
- Splitter, mixer e pompe:
  - *Type 649: MultiMixer*
  - *Type 11h: Mixer*
  - *Type 647: MultiSplitter*
  - *Type 11f: Splitter con controllo di portata*
  - *Type 110: Pompa a velocità variabile*
  - *Type 114: Pompa a velocità costante*
- Terminali:
  - *Type 600: Fan Coil*
  - *Active Layer: Pannelli Radianti*

Ciascuna delle varie "*Types*" sopra richiamate si costituisce di vari input, i cui valori e parametri di definizione sono stati attinti dalla documentazione fornita dall'ENEA [17, 18]. Tali input sono stati variati in funzione del singolo specifico modulo.

Criteri generali di simulazione

a) Criteri generali di simulazione:

- Timestep orari: 120

b) Sistema Edificio e impianti

- Tolerance Convergence: 0.5%
- Number of iteration before Warning: 600

Come algoritmo di risoluzione dei bilanci di energia è stato selezionato il "*metodo delle sostituzioni successive*", imponendo la modifica di tutti i parametri dipendenti da una variabile ogni volta che il suo valore vari indipendentemente dalla quantità.

*Per quanto concerne i file climatici adoperati, questi sono stati costruiti appositamente secondo quanto rilevato dalla stazione meteorologica ENEA situata nel complesso Casaccia. Tali dati, come descritto già al paragrafo precedente, sono stati poi inseriti in file climatico orario, secondo metodi e procedure oggetto di ricerca interna dell'Università degli Studi del Sannio. Pertanto, è stato creato un file climatico orario "ad hoc", denominato "**ITA_Roma-CentroCasacciaEnea.epw**".*

Di seguito, nelle Figure 2.2.7, 2.2.8, 2.2.9 e 2.2.10, si riportano alcune "videate" del modello dell'impianto di Solar Heating e Cooling costruito in TRNSYS, diviso in differenti sotto-sistemi impiantistici e funzionali. Più in dettaglio:

- Figura 2.2.7: Modello generale di Impianto di Solar Heating and Cooling,
- Figura 2.2.8: Collegamento "Types" per funzionamento Solar Cooling,
- Figura 2.2.9: Circuito solare, con accumulo e circolatori,
- Figura 2.2.10: Modello del circuito dei ventilconvettori.
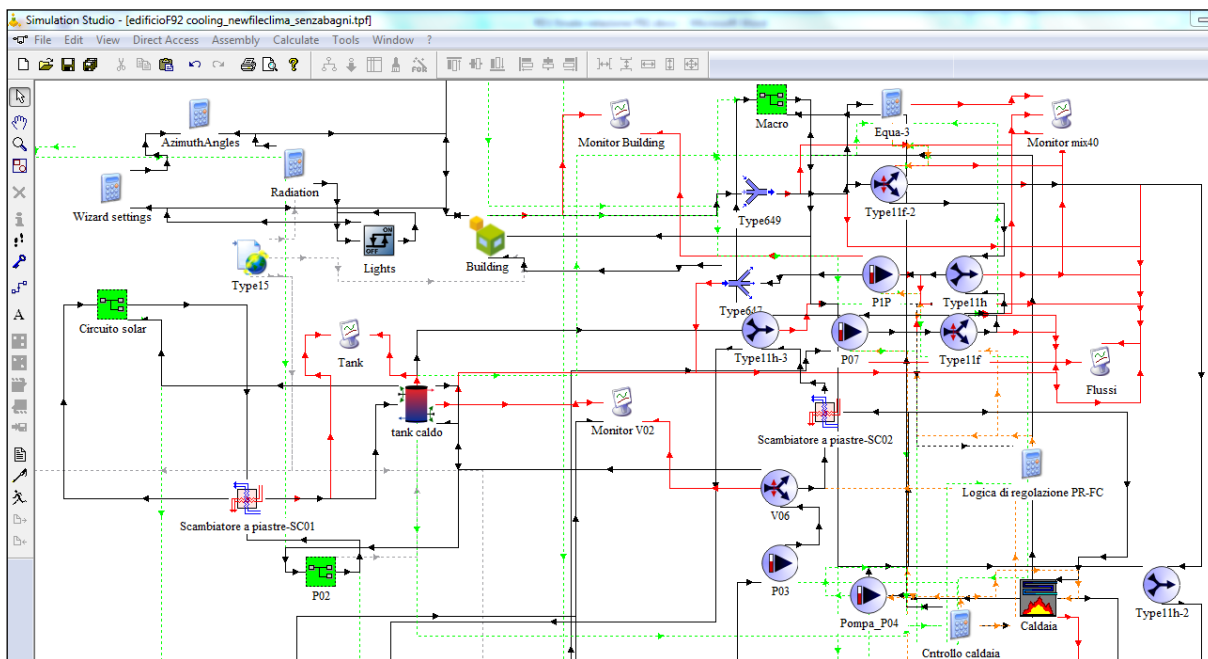
Figura 2.2.7 – Modello in TRNSYS dell'impianto di Solar Heating-Cooling
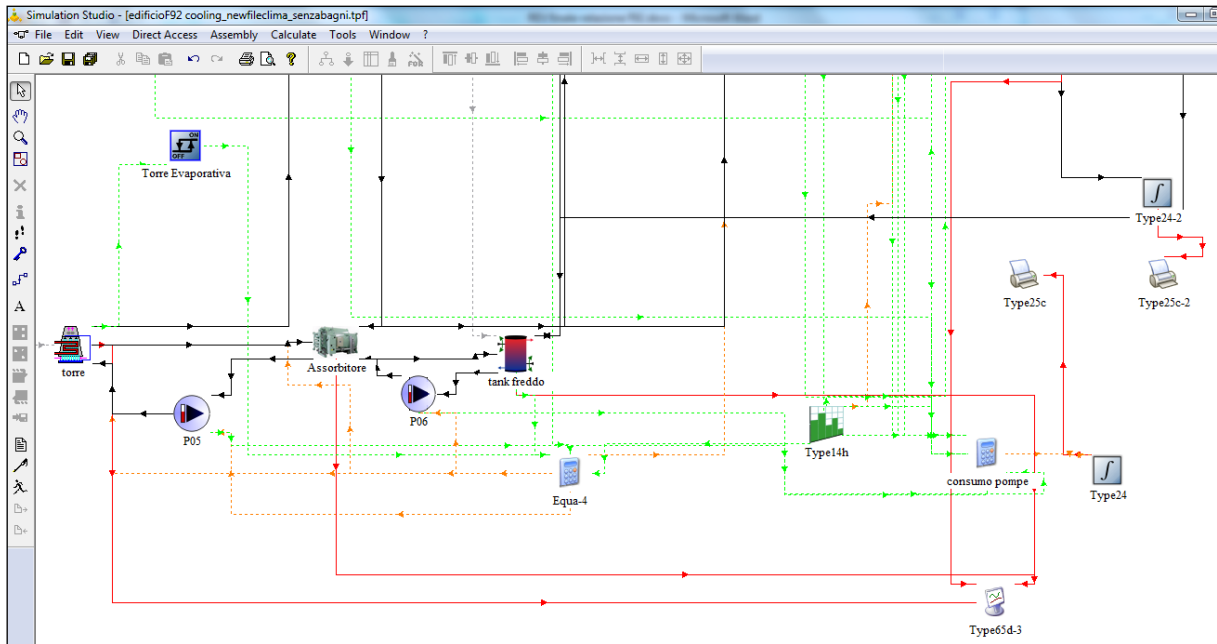
Figura 2.2.8 – Modello dell'impianto in Trnsys: parte dell'impianto aggiunta per il regime estivo, con gruppo ad assorbimento, torre evaporativa e relativi controlli
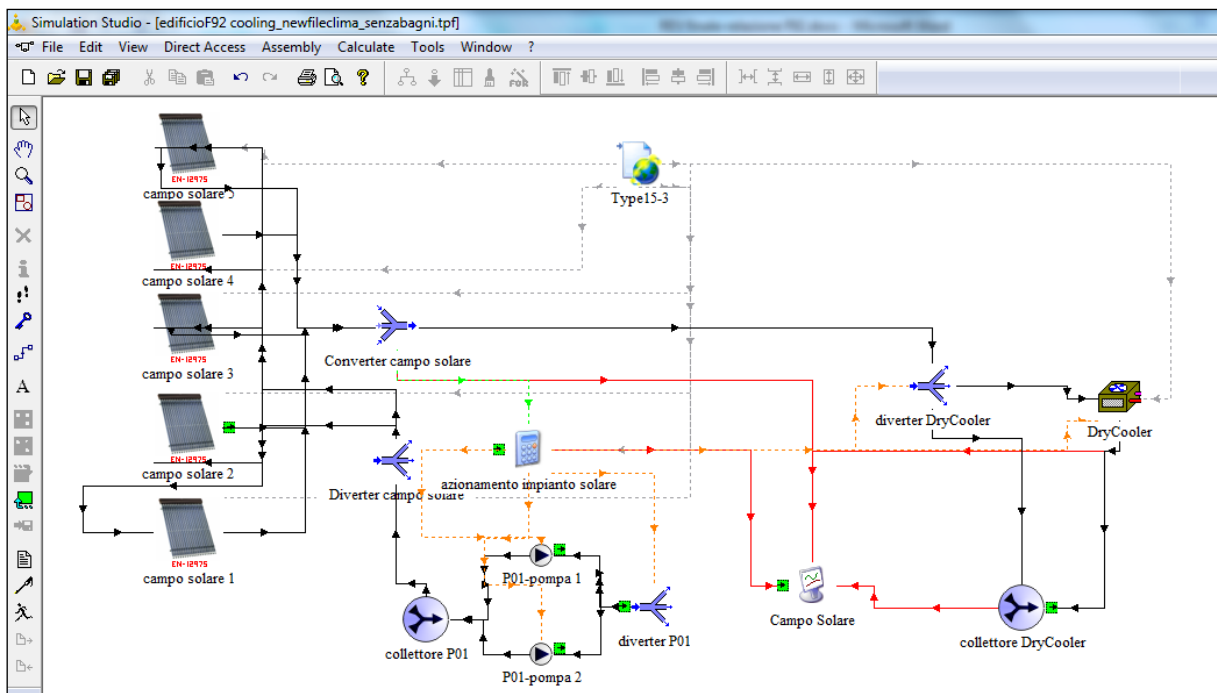
Figura 2.2.9 – Modello del circuito solare in TRNSYS
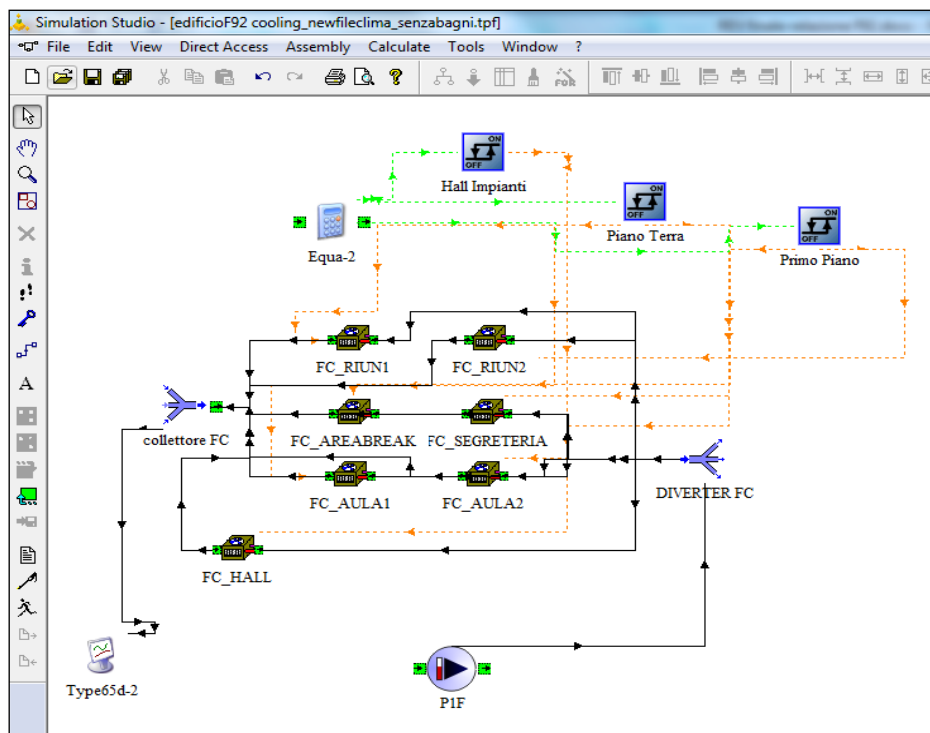
Figura 2.2.10 – Modello del circuito dei fan coil in TRNSYS

2.2.3 Configurazioni alternative

Nell'ambito dell'Accordo di Collaborazione tra ENEA ed Università degli Studi del Sannio, Dipartimento di Ingegneria, sono state identificati, oltre alla definizione degli impianti "*as is*" e della loro modellazione in opportuni codici numerici, anche variazioni impiantistiche e di gestione, al fine di valutare prestazioni energetiche, micro-climatiche e analisi tecnico-economiche relative a tali possibili configurazioni alternative.
Relativamente all'impianto idronico di Solar Heating and Cooling installato presso l'edificio F92, oltre alla valutazione delle prestazioni energetiche/termo-igrometriche attuali, sono state contemplate le configurazioni alternative - relativamente al sistema di gestione o a modifiche impiantistiche di tipo "*hardware*" - descritte alle righe seguenti.

- *Sostituzione dell'accumulo caldo con uno di capacità superiore (3000 litri)*

Questa alternativa propone la sostituzione del tank caldo di accumulo presente nei dati di progetto rilasciati dall'ENEA con un serbatoio di capacità maggiore.
In particolare, si è pensato di adoperare un accumulo di capacità pari a 3000 litri (contro i 1500 del presente). Tale modifica è stata implementata nel software TRNSYS e sono state effettuate le relative simulazioni e valutazioni nei regimi estivo ed invernale.

- *Variazione dei livelli termici*

Secondo tale modalità di gestione alternativa dell'impianto, si sono cambiate le logiche di regolazione relative alla messa in funzione del sistema di climatizzazione alimentato dall'impianto solare, a collettori sottovuoto.
In particolare, si è cambiata la minima temperatura che si deve raggiungere nel serbatoio di accumulo affinché i terminali siano alimentati dal circuito solare. Per il regime invernale, questa temperatura è stata settata a 35°C anziché 40°C così come descritto nella relazione tecnica. Effettuando questo cambiamento si è variata anche la temperatura in ingresso ai pannelli radianti (controllata a punto fisso), ponendola pari a 35°C.
Per il funzionamento in regime estivo, invece, la minima temperatura del serbatoio di accumulo, che deve alimentare il gruppo ad assorbimento, è stata abbassata a 75°C invece che 80°C come da configurazione

attuale. Ciò è vero che abbassa il coefficiente di prestazione della macchina, ma contestualmente ne consente un'alimentazione "rinnovabile" e gratuita.

- *Sostituzione caldaia con caldaia a condensazione ad alta efficienza*

In questa soluzione, si propone la sostituzione della caldaia presente con una caldaia a condensazione ad alta efficienza. Questo permette di raggiungere rendimenti superiori all'unità, ed in particolare di alimentare i fan coil, in regime invernale, a temperature minori. A tal proposito si propone di abbassare la temperatura di alimentazione dei ventilconvettori in regime invernale (terminali direttamente alimentati dalla caldaia) da 55°C a 40°C.
In regime estivo, si propone invece di escludere i pavimenti radianti come terminali di raffreddamento, essendo poco utilizzati ed essendo altresì elevata la richiesta di raffreddamento. Questo non pregiudica un ottimale utilizzo dell'impianto solare come sistema di primaria alimentazione dell'impianto di climatizzazione mediante assorbitore. Tale evenienza, già in fase di ideazione della modifica, risulta deducibile dal fatto che, anche nella configurazione attuale, in estate i ventilconvettori sono alimentati anche direttamente dal sistema di Solar Cooling.

- *Sostituzione caldaia con caldaia a biomassa*

In questa alternativa impiantistica, si propone la sostituzione della caldaia presente con un generatore a combustione di biomasse vegetali/legnose. Questa soluzione porterebbe all'istallazione di una caldaia a più basso rendimento ed alimentata con combustibile a più basso potere calorifico, ma viene comunque considerata una valida alternativa data l'abbondante presenza, *in-situ*, di reflui vegetali di natura colturale ed in particolare nella zona in cui sorge l'edificio.
Più nel dettaglio, utilizzando tale soluzione a biomassa, si azzererebbero i costi di combustibile (gas naturale) per l'alimentazione della caldaia, e si alimenterebbe il sistema di climatizzazione con una soluzione tutta di energia alternativa (solar heating/cooling e caldaia a biomassa), "passivizzando" totalmente l'edificio (ad esclusione dell'energia elettrica necessaria per il funzionamento degli ausiliari).
Nel seguito, ed in particolare ai paragrafi 2.2.4 e 2.2.5, saranno descritte le prestazioni ottenibili, dal sistema di riferimento e da quelli alternativi, messi a confronto tra loro. Infine, al paragrafo 2.2.6, dopo accurata valutazione degli extra-costi d'installazione (proposti qui di seguito) e di funzionamento, si procederà a valutazioni di carattere tecnico-economico.
Relativamente alle analisi di convenienza economica, sono stati valutati i seguenti parametri e dati di input:

- Fattore di Conversione da $kWh_{GAS\ NATURALE}$ a $kWh_{PRIMARIO}$ = 1.
- Rendimento del parco termo-elettrico, per conversione da $kWh_{ELETTRICO}$ a $kWh_{PRIMARIO}$,= 0.465.
- Potere Calorifico Inferiore del Gas Naturale = 9.59 kWh/Nm^3.
- Potere Calorifico Inferiore Biomassa = 17.51 MJ/kg
- Impianto base: no extra-costi di installazione.
- Costo unitario, onnicomprensivo, del Nm^3 di gas naturale = 0.90 €/Nm^3.
- Costo unitario, onnicomprensivo, del $kWh_{ELETTRICO}$ = 0.25 €/$kWh_{ELETTRICO}$.

Seguono, con riferimento alle soluzioni alternative sopra descritte, i costi di installazione. Nota bene: nel computo metrico dei costi di modifica, sono stati valutati costi unitari da prezzari ufficiali, di norma "a misura" e non "a corpo", e laddove mancanti sono stati integrati con prezzi di listino di componenti commerciali. Non sono state applicate percentuali di ribasso, né tantomeno meccanismi di incentivazione, di cui alle detrazioni fiscali al 55% o in accordo al conto termico (D.M. 28/12/12). I costi sotto-riportati comprendono tutto quanto necessario per lavorazioni e magisteri nel rispetto delle migliori regole dell'arte.

- **IMPIANTO "A SOLA CALDAIA".** Si tratta di impianto riadattato per funzionamento con sola caldaia a combustione di gas naturale, in inverno ad alimentazione dei terminali idronici, in estate ad alimentazione della pompa di calore ad assorbimento.
  Acronimo Impianto: Solo Caldaia.

Sono previsti solo interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 2 ore, di due unità personale. Totale ore uomo n. 4. Totale Voce € 112.00.
Totale costo modifica impianto e/o sua regolazione = € 112.00.

- **IMPIANTO CON SOSTITUZIONE ACCUMULO CALDO.** Prevista sostituzione del tank caldo, dall'attuale sistema con capacità pari a 1500 litri, a nuovo sistema con capacità di accumulo pari a 3000 litri.
  Acronimo Impianto: Capacità Accumulo.
  Sono previsti interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 4 ore, di due unità personale. Totale ore uomo n. 8. Totale Voce € 224.00.
  E' altresì necessario nuovo serbatoio in pressione in acciaio smaltato per accumulo fluidi in genere, completo di coibentazione. Si tratta di serbatoio per accumulo di liquidi alimentari o fluidi in genere (acqua calda sanitaria, acqua refrigerata, ecc.), costituito da serbatoio verticale in acciaio trattato internamente con smaltatura idonea, altamente resistente alla corrosione, pressione max di esercizio 6.0 bar, corredato di eventuale anodo di magnesio e coibentazione in poliuretano rivestito in PVC, comprensivo di fissaggio, collegamenti idraulici, collegamenti elettrici, escluse le linee di alimentazione. Capacità: 3000 litri, Costo unitario € 2'195.
  Totale costo modifica impianto e/o sua regolazione = € 2419.5.

- **IMPIANTO CON MODIFICA LIVELLI TERMICI DI ATTIVAZIONE SISTEMA SOLARE.** E' un impianto riadattato per funzionamento ad alimentazione da bollitore solare a temperatura più bassa, e quindi 35 °C in regime invernale, 75 °C in regime estivo.
  Acronimo Impianto: Livelli Termici
  Sono previsti solo interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 2 ore, di due unità personale. Totale ore uomo n. 4. Totale Voce € 112.00.
  Totale costo modifica impianto e/o sua regolazione = € 112.00.

- **IMPIANTO CON NUOVO GENERATORE A CONDENSAZIONE**. Si prevede sostituzione dell'attuale caldaia a combustione di gas naturale con nuovo sistema a condensazione e recupero del calore latente dai fumi di condensazione.
  Acronimo Impianto: Caldaia a Condensazione.
  Previsti interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 4 ore, di due unità personale. Totale ore uomo n. 8. Totale Voce € 224.00.
  Altresì è necessaria nuova caldaia pre-miscelata a condensazione per solo riscaldamento, ad alto rendimento e circolazione forzata completa di modulo termico a condensazione in acciaio inox, valvola gas di tipo pneumatico a doppio otturatore, scheda elettronica d'accensione, camera stagna in lamiera d'acciaio con elettroventilatore ad alta prevalenza, circolatore a tre velocità con separatore d'aria incorporato, dispositivo di riempimento e svuotamento impianto, con manometro, circuito di smaltimento condensa completo di sifone e tubo di scarico, vaso d'espansione impianto a membrana, cruscotto comandi dotato di scheda elettronica a microprocessore con modulazione di fiamma continua con controllo P.I.D., autodiagnosi con visualizzazione digitale della temperatura, predisposizioni per kit solari e collegamenti a bollitori. Completa di autodiagnosi della corretta funzionalità dei sistemi di controllo, pressostato per controllo mancanza acqua, termostato di sicurezza limite di massima temperatura dello scambiatore primario, valvola di sicurezza ispezionabile sul circuito termico tarata a 3 bar, protezione antigelo. Alimentazione a Gas Naturale o G.P.L. Regolazione temperatura riscaldamento: 30-80°C. Potenza termica nominale 50 kW.

Costo unitario € 4'000.
Totale costo modifica impianto e/o sua regolazione = € 4'224,00

- **IMPIANTO CON NUOVA CALDAIA A BIOMASSE**. Si prevede, infine, sostituzione dell'attuale caldaia a combustione di gas naturale con nuovo sistema a combustione di biomassa legnosa da reflui colturali.
  Acronimo Impianto: Caldaia a biomassa.
  Sono previsti interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 4 ore, di due unità personale. Totale ore uomo n. 8. Totale Voce € 224,00.
  Ancora, è necessaria nuova caldaia a biomassa granulare (mais, pellet di legno, pellet di crusca, sansa,…) ad accensione automatica, con quadro comandi dotato di interruttore generale e termostato di sicurezza a riarmo manuale, con centralina elettronica, predisposto per la gestione di boiler e puffer. La centralina elettronica è comprensiva di microprocessore e di programma di autodiagnosi per rilevamento guasti interni o errore su installazione delle 3 sonde. La caldaia è dotata inoltre di cassa fumi, posta nella parte superiore della caldaia, dove si raccolgono i gas della combustione (nella cassa fumi trova alloggiamento il ventilatore, ad asse orizzontale, composto da motore elettrico a due velocità modulante elettronicamente), coclea, attraverso cui la caldaia viene rifornita di combustibile, scuotitori e turbolatori (manovrando la maniglia dello scuotitore, posta sul fianco destro o sinistro del mantello, si ottiene lo scorrimento dei turbolatori nei passaggi di fumo, assicurando così la pulizia nei condotti e lo scambio ottimale con il massimo rendimento), focolare, posto nella parte bassa della caldaia. Tal focolare è alimentato tramite il convogliamento in un tubo di combustibile granulare. L'accensione della caldaia avviene in modo manuale e può funzionare in automatico sfruttando i due stadi di potenza di minimo e massimo. Potenza termica nominale 50 kW. Costo unitario € 10'367.
  Totale costo modifica impianto e/o sua regolazione = € 10'591,00

2.2.4 Analisi energetica di confronto tra le varie soluzioni

Si ritiene immediatamente opportuno precisare che, secondo quanto convenuto con l'ENEA, l'edificio e gli impianti sono stati modellati in assenza di fonti endogene di energia, legate agli affollamenti e alla installazione di apparecchiature elettriche, di ufficio e per la illuminazione. Ciò è stato fatto per congruità rispetto alle sperimentazioni attualmente in corso presso il sito. Tale scelta determina, in definitiva, minori fabbisogni estivi e maggiori fabbisogni termici invernali.
Nel paragrafo seguente (2.3) relativo alla modellazione di una pompa di calore commerciale reversibile ad alimentazione di ventilconvettori per il medesimo edificio, invece, tali contributi sono stati considerati, al fine di avere una maggiore aderenza alla realtà.
In prima analisi, come fatto in modo analogo in studi precedenti, ad esempio Lazzarin *et al*. [19], è stato calcolato l'indice di integrazione solare, valutato come il complemento ad uno del rapporto tra l'energia primaria consumata con l'impianto attuale e quella consumata con l'impianto omologo di tipo tradizionale, ovvero con solo generatore di calore a combustione e terminali a fan coil e pavimenti radianti. Nella configurazione attuale dell'impianto, tale indice di integrazione solare si attesta al 30.0% in regime invernale, ad oltre il 99% in regime estivo.
Per le due soluzioni alternative "Variazione dei livelli termici" e "Sostituzione accumulo caldo" si sono riscontrati degli indici di integrazione di fatto identici in estate, per l'inverno invece la prima soluzione porta ad un incremento dell'integrazione solare fino al 40.7%, mentre nella seconda soluzione questo diminuisce fino al 27.5%.
Per le altre soluzioni proposte, con caldaia a biomassa e con caldaia a condensazione, non è stato calcolato tale indice, in quanto i risultati non sarebbero confrontabili dato che i rendimenti di generazione sono ovviamente differenti rispetto a quello proprio del sistema tradizionale.

Di seguito, su base stagionale, sono state determinate le seguenti prestazioni espresse in kWh/m^2 in termini di energia primaria richiesta per il soddisfacimento dei fabbisogni di riscaldamento e raffrescamento.
In Figura 2.2.11 sono presentate, con riferimento alla stagione invernale, le richieste di energia primaria mensile ottenute dalle simulazioni. Per ciascun impianto, ovviamente, sono stati considerati opportuni fattori di conversione tra energia da gas naturale, elettrica e da biomasse in energia primaria. In particolare, per quanto concerne le biomasse, secondo il D.M. 11/3/08, in particolare, "*in caso di sostituzione di impianti di climatizzazione invernale con impianti dotati di generatori di calore alimentati da biomasse combustibili si assume una quota di energia fossile pari all'energia primaria realmente fornita all'impianto moltiplicata per il fattore 0.3*". Pertanto, si è operato in conformità a tali indicazioni.
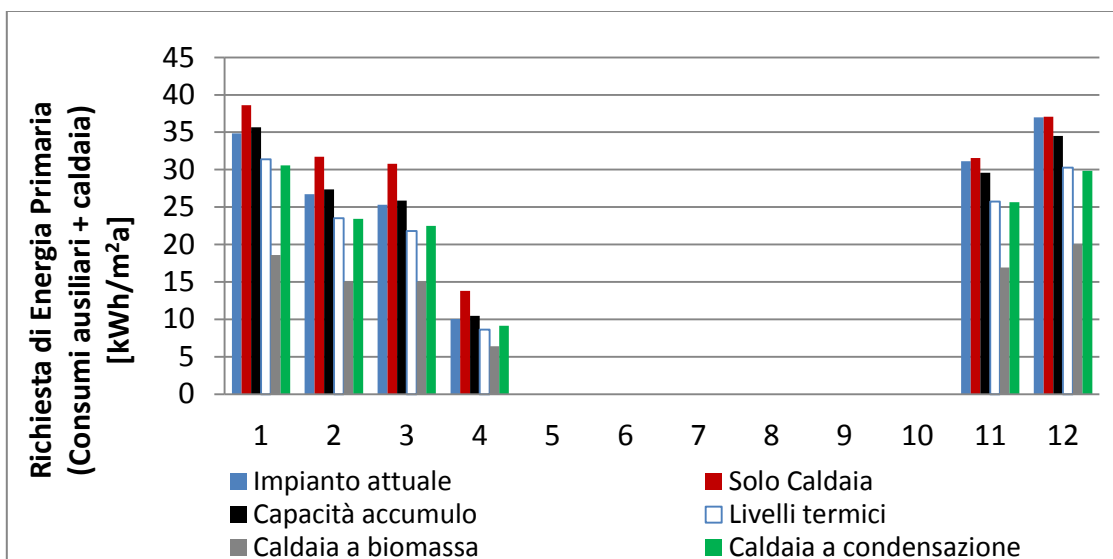
Figura 2.2.11 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale di una superficie unitaria dell'edificio

Si nota come - ad eccezione dell'impianto a biomasse - le richieste energetiche invernali più basse, in termini di energia primaria, competono all'impianto con caldaia a condensazione e a quello nel quale sono stati variati i livelli termici di attivazione del sistema solare. Tali impianti presentano valori delle richieste energetiche invernali praticamente identici, pari a circa 141 kWh/m^2.
Dai dati ottenuti si evince come nel caso standard, ovvero di alimentazione dell'impianto di climatizzazione attraverso una caldaia tradizionale come quella già presente e senza integrazione solare, i consumi rispettivi alla stagione invernale sono pari a 183 kWh/m^2.
Con l'utilizzo del sistema attualmente installato sull'edificio questi raggiungono il valore di 165 kWh/m^2 con un risparmio così dell'11% rispetto ad un impianto tradizionale. Una riduzione del 14.5% rispetto all'impianto attuale si otterrebbe con l'utilizzo della soluzione mediante caldaia a condensazione e di quella dove sono stati modificati i livelli termici di attivazione dell'impianto solare.

La soluzione proposta che prevede la sostituzione della caldaia con una caldaia a biomassa porta ad una riduzione molto ingente in termini di energia primaria richiesta rispetto all'impianto attuale, pari al 44% (92 kWh/m^{2}a vs 165 kWh/m^{2}a), in quanto - secondo D.M. 11/3/08, l'energia primaria è stata considerata pari solo al 30% di quella richiesta dall'impianto.
In regime estivo, analogamente a quanto visto per la stagione invernale, in Figura 2.2.12 sono riportati i consumi di energia primaria per m^2 di superficie climatizzata. In questo caso dalle simulazioni, si è ottenuto che i consumi in termini di energia primaria dell'impianto attuale sono pari a 27.7 kWh/m^2.
I consumi per la stagione estiva per tutte le soluzioni proposte, eccezion fatta per quella tradizionale con solo caldaia, sono pressoché in linea con quelli dell'impianto attuale, con il massimo risparmio che si

ottiene nella soluzione in cui si propone la sostituzione dell'accumulo caldo con altro da 3000 litri, cui compete un risparmio di energia primaria pari al 3.6%.
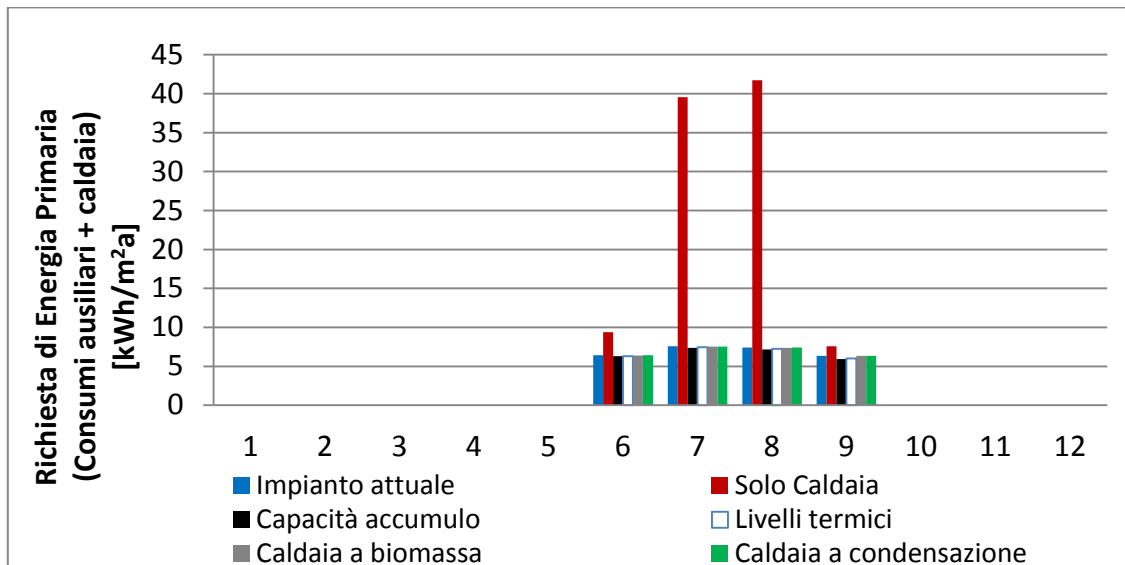
Figura 2.2.12 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva di una superficie unitaria dell'edificio

Di seguito si riportano, nelle Figure 2.2.13, 2.2.14, i grafici relativi ai costi derivanti dai consumi del generatore a combustione e degli ausiliari, rispettivamente in inverno ed in estate, per tutte le configurazioni impiantistiche.

I costi di esercizio relativi ad un anno intero, considerando quindi sia l'estate che l'inverno, tenuto conto della quota parte dei consumi della caldaia e dei sistemi ausiliari, per quanto riguarda l'impianto attuale sono pari a 3593 €/anno, ovvero 1406 € in meno rispetto alla soluzione tradizionale con sola caldaia. Tra le soluzioni proposte, quella che comporta la maggiore riduzione dei costi di esercizio rispetto la condizione attuale è la soluzione con caldaia a biomassa, con costi pari a 1731 €/anno. I costi di gestione annua, pertanto, risultano oltre che dimezzati.
Le soluzioni proposte dell'impianto con caldaia a condensazione e di quello in cui sono stati variati i livelli termici di attivazione del sistema solare sono anche in termini di costi molto simili, facendo risparmiare rispettivamente il 12.0% ed il 12.5% rispetto alla soluzione attuale, con dei costi di esercizio pari a 3161 e 3140 €/anno. Per quanto riguarda la soluzione con la sostituzione dell'accumulo, il risparmio rispetto la soluzione attuale è quasi nullo, essendo i costi pari a 3517 €.
Per quanto riguarda la soluzione impiantistica con caldaia a biomassa, è stato effettuato anche un calcolo della massa di biomassa necessaria al riscaldamento ed al raffrescamento annuo, considerando un potere calorifico inferiore della biomassa pari a 17.5 MJ/kg. Dal calcolo, è emerso che la massa di combustibile a biomassa necessario all'impianto è pari a 4430 kg.
Secondo producibilità tipiche [24], un ettaro di fieno da medica determina una producibilità annua in sostanza "secca" pari a 11 t/ha. Pertanto, considerando anche solo gli scarti della produzione e non la parte pregiata destinata ad usi alimentari, è ampiamente sufficiente la disponibilità di terreni presso gli spazi circostanti l'edificio in oggetto.
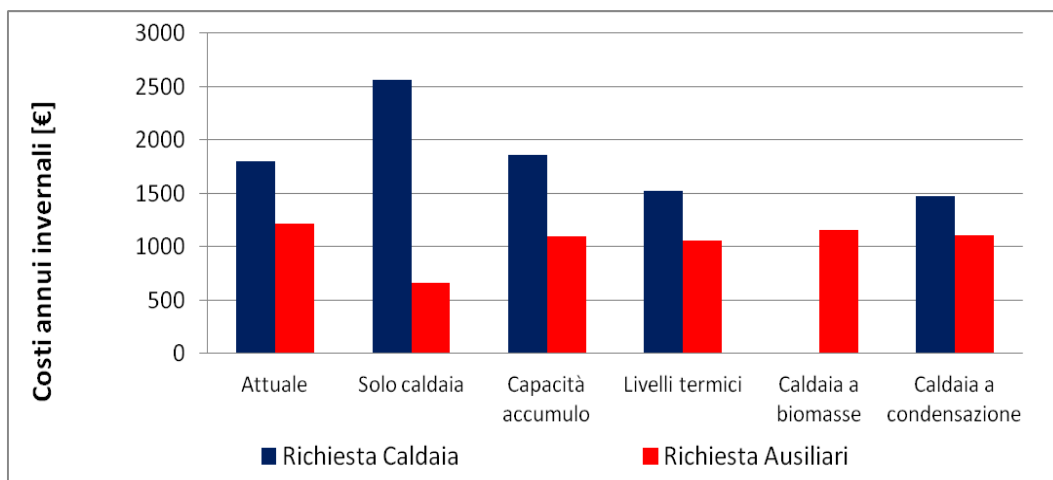
Figura 2.2.12 - Costi economici richiesti, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale dell'edificio
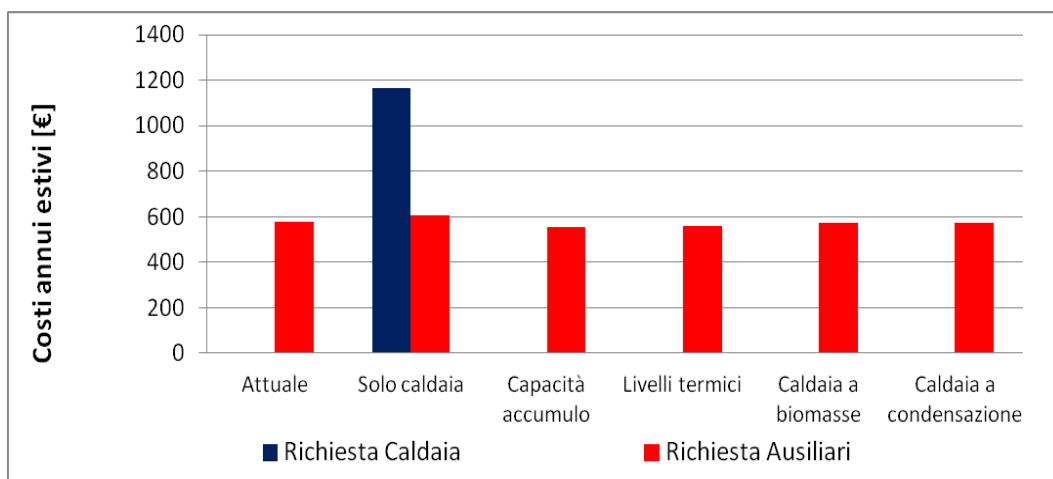
Figura 2.2.13 - Costi economici richiesti, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva dell'edificio

2.2.5 Analisi microclimatica di confronto tra le varie soluzioni

In questo paragrafo, con riferimento a giorni centrali delle stagioni di raffrescamento e riscaldamento nonché agli interi periodi, si valutano:

- l'eventuale variazione delle condizioni termiche dovute alle variazioni impiantistiche,
- la congruità dei livelli termici nel garantire, secondo le specifiche esigenze proprie delle funzioni ospitate all'interno dell'edificio, condizioni di comfort relativamente all'attività lavorativa.

In particolare, le analisi condotte rispetto ai valori della temperatura media di quattro ambienti: Aula 1 e Sala Riunioni 1 per il piano terra; Aula 2 e Sala Riunioni 2 per il primo piano. Sono stati scelti questi quattro ambienti perché sono quelli dove sono installati i controlli microclimatici all'interno dell'edificio.
Con riferimento a tale temperatura, sono stati individuati i seguenti range di accettabilità:

- Condizioni invernali: temperatura compresa tra 20.0 ÷ 24.0 °C.
- Condizioni estive: temperatura compresa tra 23 ÷ 27 °C.

Nelle figure seguenti (Figs. 2.2.14 e 2.2.15) è riportata la temperatura media degli ambienti sopra citati per l'impianto attuale e tutte le altre soluzioni impiantistiche proposte, con riferimento a 5 giorni tipici della stagione invernale (dal 10 al 14 Gennaio, Figura 2.2.14) e cinque giorni tipici della stagione estiva (dal giorno 8 al giorno 13 Luglio, Figura 2.2.15).
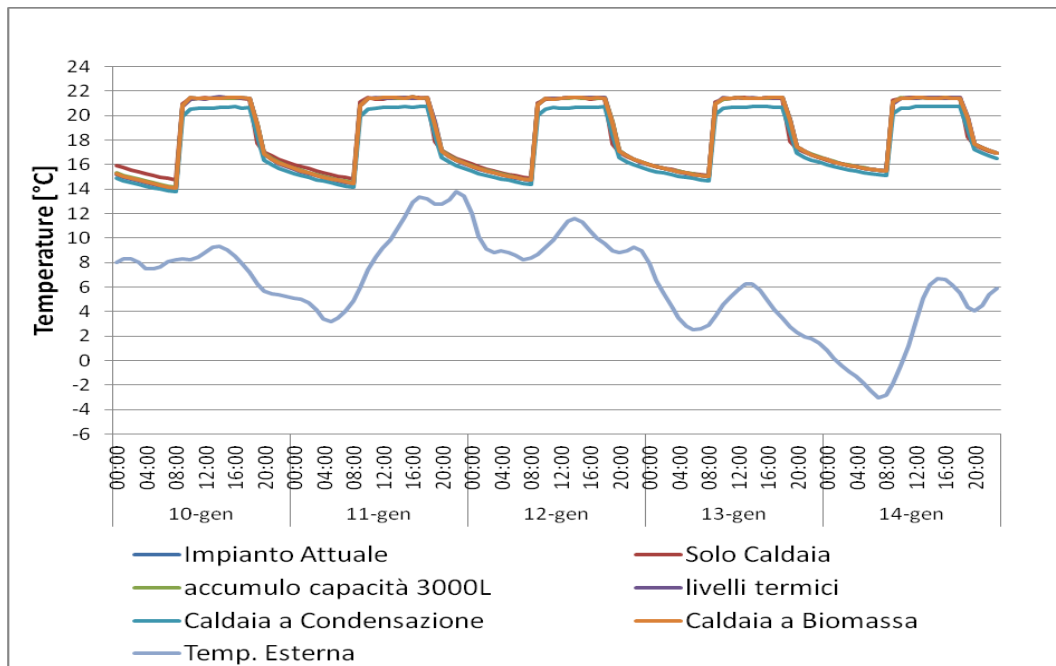
Figura 2.2.14 - Temperature invernali nell'ambiente 5 al variare della tipologia Impiantistica (periodo di riferimento: 10-14 Gennaio)
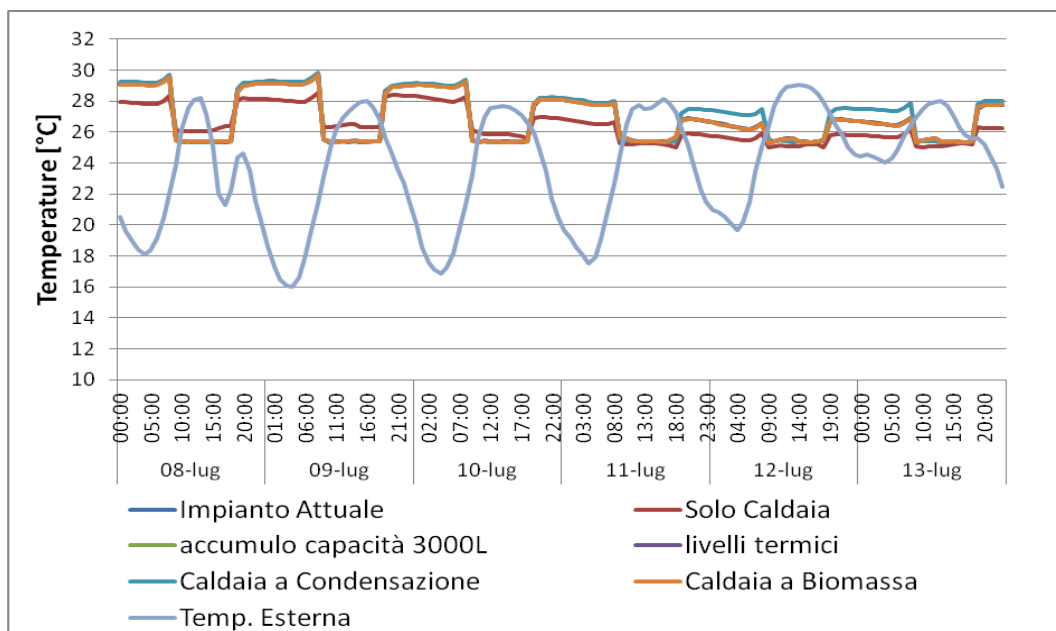
Figura 2.2.15 - Temperature estive nell'ambiente 5 al variare della tipologia Impiantistica (periodo di riferimento: 08-13 Luglio)

Si nota come, in regime invernale, sia per l'impianto attuale che per le tutte le altre soluzioni impiantistiche proposte, si ottiene sempre, nelle ore desiderate, ovvero quelle di ufficio programmate 8.00-18.00, una temperatura compresa tra i 20 ed i 21 °C, così come richiesto da progetto.
In regime estivo, anche si riscontra una certa uniformità nelle temperature interne degli ambienti, derivante sia dall'adozione dell'impianto attuale sia degli altri sistemi di impianto proposti, con le temperature che oscillano tra i 25 ed i 26 °C nelle ore di ufficio.
Sin ad ora, sono stati illustrati solo giorni caratteristici della stagione di riscaldamento e raffrescamento. Nella prossima analisi, la capacità di controllo microclimatico da parte del sistema edificio-impianto è analizzata nel suo complesso, con riferimento alle intere stagioni di riscaldamento e raffrescamento. Per tutte le varie tipologie impiantistiche e per entrambe le stagioni di riferimento, sono stati calcolati gli

indicatori di prestazione, intesi come percentuale di tempo in cui le condizioni indoor ricadono all'interno degli intervalli ritenuti ammissibili. Tali indicatori PI_T sono stati calcolati con esclusivo riferimento alle ore lavorative, e quindi dalle 8.00 alle 18.00.

Nella Figura 2.2.16, si riportano gli indicatori di prestazione (PI_T), con riferimento alla stagione invernale ed estiva. Si può subito notare come nella stagione estiva gli indicatori di prestazione siano sempre vicini al 100%. Più in dettaglio, tale valore si ottiene solamente con l'impianto proposto con caldaia a condensazione.

Con l'impianto attuale, si è ottenuto un indicatore di prestazione pari al 99.8%. Per gli altri impianti proposti i valori sono: impianto tradizionale solo caldaia 99.3%; impianto con variazione dei livelli termici di attivazione del solare e quello con la sostituzione del serbatoio d'accumulo sono 99.8%; per l'impianto con caldaia a biomassa l'indicatore di prestazione è del 99.8%.

Dai risultati ottenuti si può facilmente intuire come l'impianto attuale, e tutte le soluzioni proposte, in regime estivo diano un Indice di Comfort sempre elevatissimo.
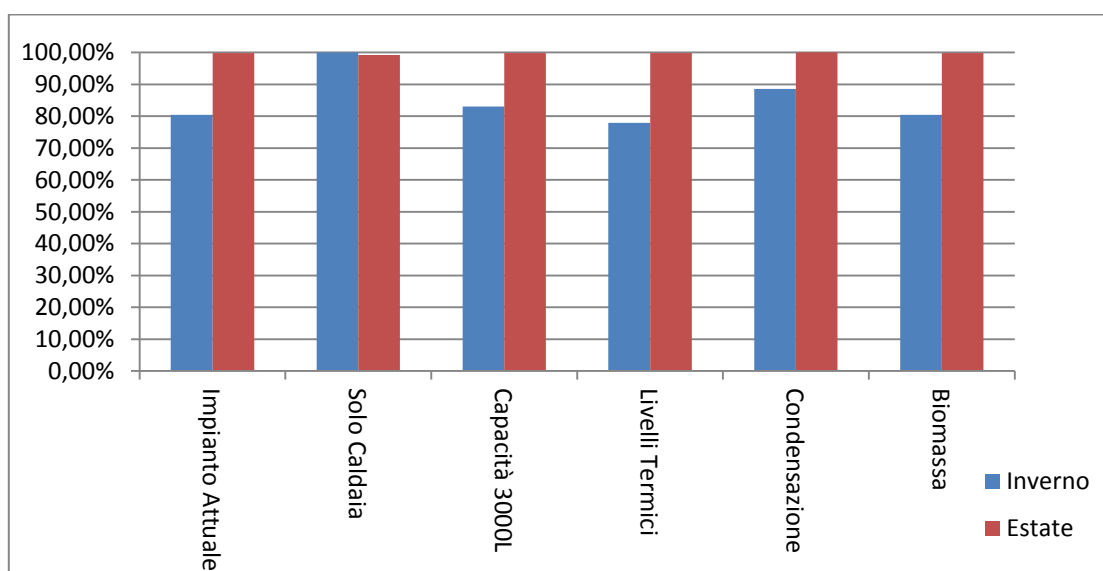
Figura 2.2.16 - Indicatori di Prestazione di temperatura, relativi alle intere stagioni di riscaldamento e raffrescamento, al variare della tipologia impiantistica

Per quanto riguarda il regime invernale, invece, gli Indicatori di Prestazione sono più variabili tra l'impianto attuale e le soluzioni impiantistiche proposte. In particolare, quello relativo all'impianto attuale è pari al 80.4%.

Il PI_T è massimo - e quindi pari al 100% - con l'impianto tradizionale a sola caldaia. Tale sistema, però, è quello che ovviamente presenta i massimi consumi e massimi costi di esercizio. L'indicatore di prestazione migliora, rispetto l'impianto attuale, per alcune delle soluzioni alternative proposte. Con caldaia a condensazione tale indicatore è pari a 88.6%. Con la soluzione in cui si sostituisce il serbatoio d'accumulo si determina un PI_T invernale pari a è 83.1%.

La soluzione con caldaia a biomassa ha un indicatore di prestazione circa pari a quello dell'impianto attuale (80.4%), mentre per la soluzione "Livelli termici" - e quindi modifica dei set-point di attivazione dei tank - l'indicatore di prestazione è minore, pari a circa 77.95%. Tale modifica, però, analizzata dal punto di vista dei costi di esercizio, è di sicura convenienza.

2.2.6 Analisi di fattibilità tecnico-economica

Relativamente alle soluzioni alternative proposte all'impianto attuale, è stata effettuata un'analisi di fattibilità economica, in cui sono stati calcolati i principali indici economici di riferimento, ovvero: il VAN (Valore Attuale Netto) l'IP (Indice di Profitto), SPB (Simple PayBack), il DPB (Discounted PayBack).

Nella Tabella 2.2.III, sono illustrati i valori degli indici appena citati per le differenti soluzioni impiantistiche proposte. E' stato considerato un tasso di attualizzazione pari al 5%/anno.

Tabella 2.2.III – Valori del SPB, DPB, VAN e IP per tutte le soluzioni alternative proposte

	SPB (anni)	DPB (anni)	VAN (€)	IP
Accumulo 3000 L	> 30	> 30	-1476	-0.6
Livelli Termici	0.25	0.25	5526	49.3
Caldaia a Condensazione	9.8	14.0	1157	0.3
Caldaia a Biomassa	5.7	7.0	12606	1.2

Ancora, nella Figura 2.2.17 sono diagrammati gli andamenti dei flussi di cassa con relativo Discounted Pay Back, per tutte le soluzioni alternative proposte.
Dai valori e dai grafici riportati, si nota subito come tra le soluzioni proposte quella riguardante la sostituzione del serbatoio di accumulo caldo non è conveniente dal punto di vista dei costi, dato che l'investimento è rilevante rispetto al risparmio annuale. Infatti, si ha un DPB superiore ai 30 anni, con un VAN ed un IP negativi.
La soluzione ottimale, invece, considerando i costi quasi nulli di investimento e i risparmi annuali molto elevati in proporzione, è quella dove si propone di abbassare i livelli termici che regolano l'attivazione dell'impianto solare.
Un'altra soluzione ottimale sotto il punto di vista economico è quella che prevede la sostituzione della caldaia con una caldaia alimentata a biomassa. Di questa, infatti, si è calcolato un DPB di 7 anni, ma soprattutto il valore del VAN è il più elevato, pari a circa 12600 €. Ciò è dovuto all'ingente risparmio (i.e., annullamento dei costi del combustibile fossile), per il funzionamento del generatore a combustione.
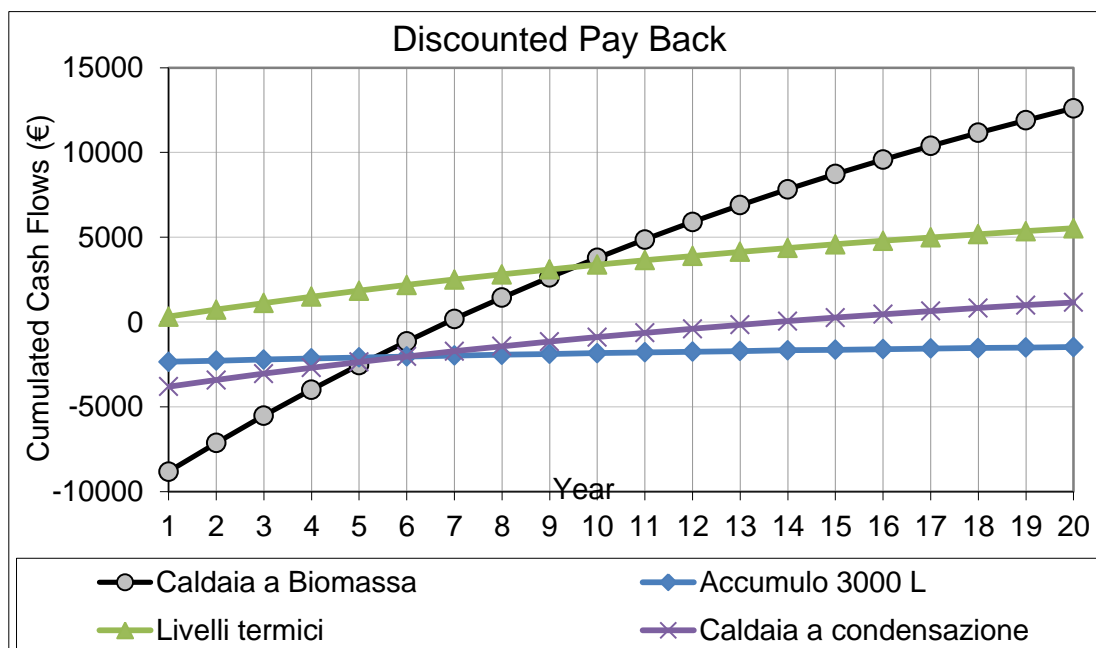
Figura 2.2.17 - Andamento dei flussi di cassa e valore del DPB per le differenti soluzioni impiantistiche alternative proposte

2.3 Scuola delle Energie, edificio F92, con impianto di riscaldamento e raffrescamento mediante pompa di calore commerciale del tipo aria-acqua e impianto di ventilazione con recupero di calore

2.3.1 Introduzione e Modellazione geometrica dell'edificio

Di recente progettazione, presso l'edificio multipiano F92 (già descritto al precedente paragrafo 2.2) si prevede installazione/funzionamento di un impianto alternativo al sistema di Solar Heating and Cooling, già ampiamente discusso ed analizzato nelle sezioni che precedono.

In particolare, il sistema di generazione qui analizzato è a pompa di calore del tipo aria-acqua, con condensazione in aria esterna e produzione di acqua calda (funzionamento a pompa di calore) e refrigerata (funzionamento a macchina frigorifera), destinata a fungere da fluido termo-vettore per l'alimentazione di ventilconvettori del tipo a due tubi.

L'impianto di riscaldamento e raffrescamento sopra-citato è provvisto, in parallelo, di sistema convettivo per la ventilazione meccanica controllata in ambiente, atto a garantire non controllo del carico latente ma sufficiente qualità dell'aria nei locali serviti.

Più nel dettaglio, si tratta impianto di ventilazione meccanica controllata, con recuperatore di calore del tipo entalpico posto in controcorrente tra la portata di rinnovo e la portata d'aria ripresa dagli ambienti e destinata all'espulsione.

Per quanto concerne l'impianto idronico, si tratta di sistema centralizzato provvisto di tre collettori di mandata/ripresa dalla produzione ai singoli ventilconvettori, installati uno per piano. Relativamente agli impianti VCM, si tratta di sistemi autonomi, di piano, ciascuno con proprie canalizzazioni di mandata/ripresa e recupero energetico con scambiatore sia sensibile che latente (efficienze nominali rispettivamente uguali a 0.70 e 0.65).

L'edificio F92, come visto anche al paragrafo precedente, è stato modellato sia con DesignBuilder che con Google SketchUp, all'interno di una fase iniziale del lavoro, propedeutica alla scelta del miglior codice di simulazione termo-energetica attraverso cui modellare le prestazioni del sistema complesso edificio-impianti.

Nel seguito, trattandosi di edificio già ampiamente descritto al precedente paragrafo, si procederà solo ad una breve descrizione.

L'edificio è costituito da una palazzina di quattro piani, in cemento armato, costruita all'inizio del 2000, adibito a Scuola delle Energie. Tutte le informazioni necessarie per la modellazione geometrica e dell'impianto sono state fornite dall'ENEA e/o recuperate durante il sopralluogo tecnico del 24 Giugno 2013 ad opera dei Ricercatori del Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli Studi del Sannio.
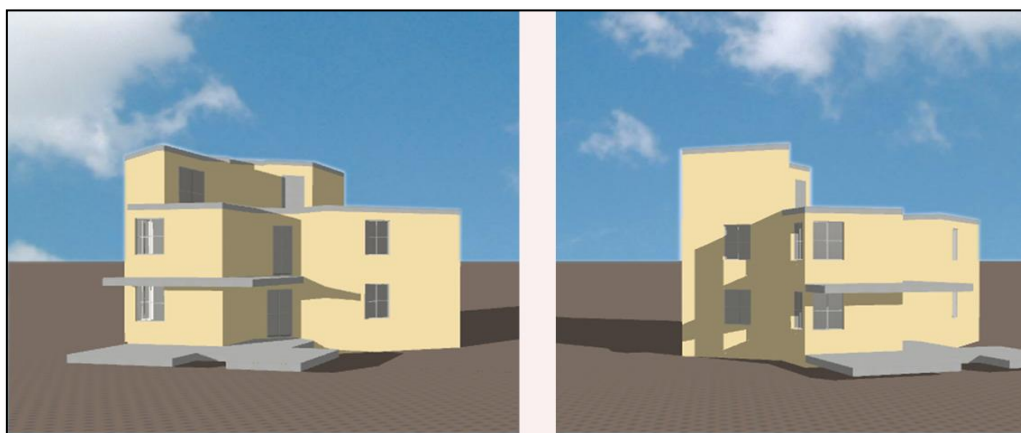
Figura 2.3.1 - Modellazione e Renderizzazione in DesignBuilder

Come detto, l'edificio presenta quattro piani, di cui il piano inferiore è interrato per circa i due terzi dell'altezza totale. I piani intermedi sono speculari, con altezza pari a 2.7 m. Il piano superiore ha solo un vano tecnico, non climatizzato.
Complessivamente, sono climatizzati direttamente gli ambienti sotto richiamati:

- Hall-Impianti (Seminterrato): fan coil, senza ventilazione ad aria esterna di tipo meccanico.
- Garage Deposito (Seminterrato): fan coil, senza ventilazione ad aria esterna di tipo meccanico.
- Aula 1 (Piano Terra): fan coil, con ventilazione ad aria esterna di tipo meccanico di 250 m^3/h.
- Area Break (Piano Terra): fan coil, con ventilazione ad aria esterna di tipo meccanico di 300 m^3/h.
- Sala Riunioni 1 (Piano Terra): fan coil, con ventilazione ad aria esterna di tipo meccanico di 150 m^3/h.
- WC (Piano Terra): fan coil, con ripresa aria di tipo meccanico di 160 m^3/h.
- Segreteria (Primo Piano): fan coil, con ventilazione ad aria esterna di tipo meccanico di 300 m^3/h.
- Aula 2 (Primo Piano): con ventilazione ad aria esterna di tipo meccanico di 250 m^3/h.
- WC (Primo Piano) : fan coil, con ripresa aria di tipo meccanico di 160 m^3/h.
- Sala Riunioni 2 (Primo Piano): con ventilazione ad aria esterna di tipo meccanico di 150 m^3/h.

I dieci ambienti climatizzati, complessivamente, determinano una superficie utile di 218 m^2 ("net conditioned building area"), a fronte di una superficie complessiva di 345 m^2 circa ("total building area"). I disimpegni sono climatizzati indirettamente con bocchette di ripresa dell'aria (140 m^3/h per ciascun disimpegno).
Come descritto al paragrafo precedente, l'involucro edilizio ha caratteristiche tipiche di un edificio con telaio strutturale in calcestruzzo e tamponature in laterizio forato. La stagione interessata dall'attività di collaborazione tra Università degli Studi del Sannio ed ENEA non ha consentito misure termografiche né termo-flussimetriche.
Segue, con riferimento alle strutture dell'involucro edilizio, la tabella di richiamo delle caratteristiche termo-fisiche. Le tipologie di superfici di confine sono rappresentate in figura 2.3.2.

Tabella 2.3.I - Caratteristiche termo-fisiche delle strutture degli edifici considerati

Struttura	U (W/m^2K)	Y_{IE} (W/m^2K)	f_a (---)	S (h)	g_t (---)
Parete verticale	0.733	0.19	0.26	9.4	----
Divisorio	2.186	2.0	0.92	2.2	----
Solaio di copertura	1.410	0.32	0.23	10.4	----
Basamento	1.520	0.34	0.23	10.1	----
Finestre (vetro)	3.220	----	----	----	0.75

Figura 2.3.2 - Stratigrafia e termo-fisica delle strutture di confine

La stratigrafia delle pareti esterne, delle pareti divisorie tra due zone termiche differenti e dei solai di copertura (sia tra differenti zone che sul terreno) è stata implementata direttamente in DesignBuilder, essendosi orientati, per la modellazione dei tale sistema edificio/impianto, per il codice di calcolo EnergyPlus 7.2.0.
In particolare riguardo alla stratigrafia dell'involucro, essa è composta da:

- Muro esterno (dall'esterno all'interno):
  - Intonaco calce e cemento; spessore = 0.01 m.
  - Strato di poliuretano; spessore = 0.04 m.
  - Laterizio; spessore = 0.24 m.
  - Intonaco gesso; spessore = 0.01 m.
- Divisorio:
  - Intonaco calce e gesso; spessore = 0.01 m.
  - Laterizio; spessore = 0.08 m.
  - Intonaco calce e gesso; spessore = 0.01 m.
- Copertura (dall'esterno verso l'interno).
  - Solaio in latero-cemento; spessore = 0.22 m.
  - Soletta/caldana in calcestruzzo armato; spessore = 0.06 m.
  - Massetto di cemento per allettamento; spessore = 0.06 m.
  - Colla e piastrelle; spessore = 0.01 m.
- Pavimento su terreno (dal basso verso l'alto):
  - Solaio in latero-cemento; spessore = 0.22 m.
  - Soletta/caldana in calcestruzzo armato; spessore = 0.06 m.
  - Massetto di cemento per allettamento; spessore = 0.06 m.
  - Colla e piastrelle; spessore = 0.01 m.

N.B. Seppur uguali in composizione, le trasmittanze termiche di calcolo tra copertura e basamento sono diverse, data - naturalmente - l'assenza del coefficiente di scambio termico liminare esterno convettivo/radiativo per quanto concerne il pavimento su terreno.
Per quanto riguarda i componenti vetrati, sono presenti finestre doppio vetro 3/6/3 (i.e., 3 mm vetro esterno, 6 mm intercapedine, 3 mm vetro interno), con aria in cavità. Per quanto concerne le finestre, queste sono in telaio in legno e vetro semplice, presentando un fattore di trasmissione solare pari a 0.75 e una trasmittanza termica media-pesata, tra parte opaca pari a 3.22 W/m^2K.
In definitiva, per le strutture in esame, risultano i seguenti valori di trasmittanza termica (ponti termici esclusi):

- Tamponature verticali: trasmittanza termica U pari a 0.733 W/m^2K.
- Struttura di copertura: trasmittanza termica U pari a 1.41 W/m^2K.
- Basamento: trasmittanza termica U pari a 1.520 W/m^2K.

Con riferimento a quanto riportato in tabella 2.3.I, si descrive, nel seguito, il significato delle caratteristiche termo-fisiche considerate:

- **U (Trasmittanza termica):** è il parametro che esprime la potenza termica che attraversa una struttura di confine tra due ambienti a temperatura diversa, espressa per metro quadrato di superficie e per un grado Celsius di differenza termica. Pertanto, è un parametro che qualifica l'isolamento termico di una parete. In particolare, la trasmittanza termica - reciproco della resistenza termica totale - è tanto più bassa quanto più alto è lo spessore di una parete e/o più bassa la conducibilità termica dei materiali che la costituiscono. Si esprime in W/m^2K. La legge italiana, in funzione del componente edilizio e della zona climatica italiana, ne prescrive valori massimi (D.P.R. 59/2009 e D.L.gs. 192/2005 e s.m.i.).
- **Y_{IE} (Trasmittanza termica periodica):** è un parametro che esprime l'attitudine di un componente edilizio ad attenuare e sfasare nel tempo il flusso termico che lo attraversa nell'arco delle ventiquattro ore di una giornata. La trasmittanza periodica cresce al crescere della conducibilità dei materiali che compongono la parete e decrescere al crescere della loro massa volumica e del calore

specifico che li caratterizza. La legislazione italiana vigente (D.P.R. 59/2009) prescrive - nelle località fortemente irradiate - che Y_{IE} sia inferiore a 0.12 W/m^2K per le pareti di nuova costruzione e inferiore a 0.20 W/m^2K per le coperture.

- **f_a (fattore di attenuazione):** il fattore di attenuazione, adimensionale, esprime il rapporto tra l'ampiezza del flusso termico entrante in ambiente rispetto a quello entrante in una struttura edilizia (parete o tetto) fittizia priva di capacità termica. Si calcola come rapporto fra il massimo flusso della struttura reale ed il massimo flusso della struttura a massa termica nulla.
- **S (fattore di sfasamento):** si definisce sfasamento dell'onda termica l'arco temporale, espresso in ore, che intercorre tra il picco massimo della temperatura esterna ed il massimo del flusso termico che si verifica in ambiente. In sostanza, è un parametro che dà misura di quanto siano elevate l'inerzia termica e la costante di tempo della parete.
- **g_t (trasmittanza solare delle vetrate):** è un parametro che esprime il rapporto tra la radiazione solare incidente su un mezzo e l'energia trasmessa dallo stesso verso l'interno di un ambiente. E' un parametro di calcolo proprio dei componenti trasparenti, espresso in percentuale o in forma adimensionale.
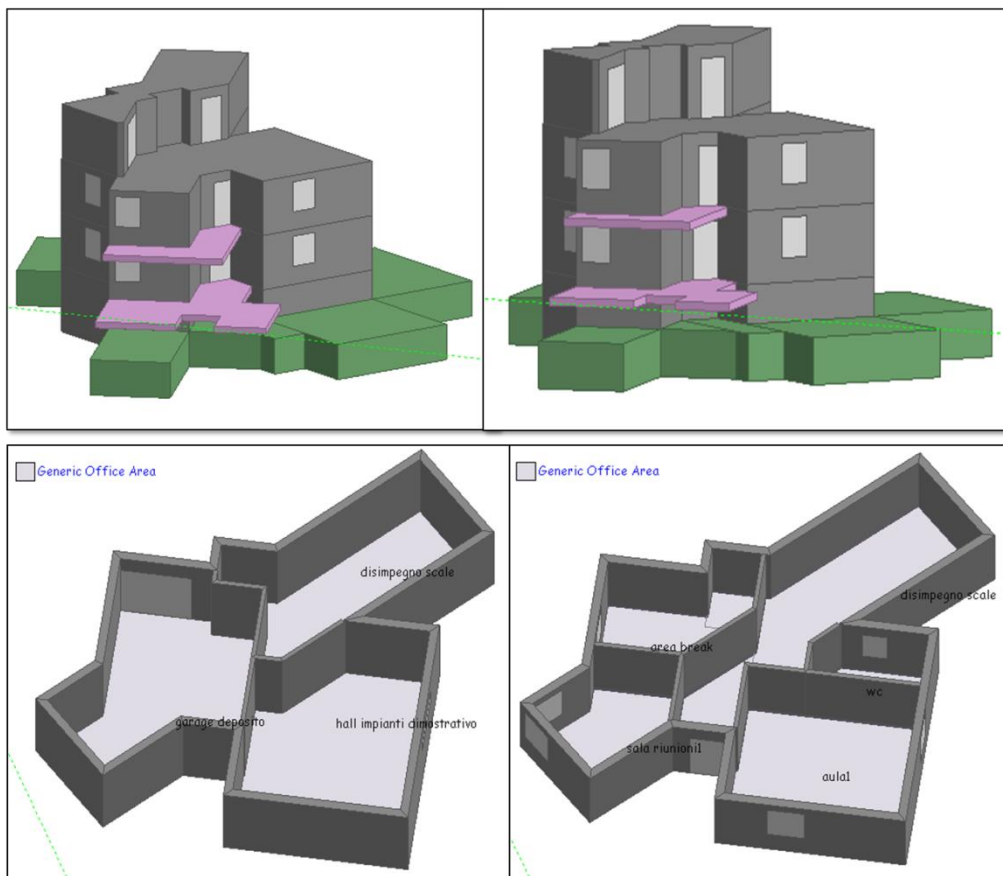
Figura 2.3.3 - Assegnazione di zone termiche e destinazioni di uso in Design Builder

In DesignBuilder, sono stati assegnati, a ciascuna zona termica ed in funzione della sua destinazione, opportuni profili di utilizzo dell'edificio e degli impianti. In particolare, mediante "Schedules" ASHRAE sono stati definiti tipici profili di affollamento, potenze endogene installate, livelli di illuminazione indoor, secondo quanto previsto dalla categoria di edificio ("office building") e dalla sotto-categoria di funzione ("single office", "corridor", etc.).

2.3.2 Modellazione dell'impianto

Una volta costruito il modello dell'edificio in DesignBuilder, questo è stato esportato in EnergyPlus. Direttamente con questo codice, è stato definito poi l'impianto di climatizzazione che prevede - oltre ad impianto di ventilazione meccanica - , come sopra anticipato, pompa di calore commerciale reversibile del tipo aria-acqua, con condensazione in aria ed a servizio di ventilconvettori, dalle seguenti caratteristiche:

RISCALDAMENTO:

- Potenza termica nominale: 38 kW_t
- Coefficiente di prestazione nominale: 3.53 W_{TH}/W_{EL}
- Classe Eurovent: A

RAFFREDDAMENTO

- Potenza frigorifera nominale: 34 kW_f
- Energy Efficiency Ratio nominale: 2.91 W_{TH}/W_{EL}
- Classe Eurovent: B

L'impianto di climatizzazione, in modalità di funzione in riscaldamento, è stato considerato attivo dal 16 Novembre al 15 Aprile (secondo legislazione vigente di cui al D.P.R. 412/1993), e dal 1 Giugno al 30 Settembre relativamente al periodo di funzionamento estivo.

Gli ambienti interni sono mantenuti alle seguenti temperature:

- Regime invernale: 20 °C gli ambienti in sopra-elevazione, 16° C per il sotterraneo, tra le ore 8.00 e le ore 18.00. *Temperature interne in free-running per le restanti ore*.
- Regime estivo: 26 °C gli ambienti in sopra-elevazione, 28° C per il sotterraneo, tra le ore 8.00 e le ore 18.00. *Temperature interne in free-running per le restanti ore*.

Trattandosi di edificio adibito a prove sperimentali, tali livelli termici sono richiesti per 7 giorni a settimana.
Diversamente da quanto fatto per l'impianto di Solar Heating and Cooling, per il quale - in conformità alle indicazioni ricevute, si è proceduto ad una modellazione in assenza di fonti endogene di energia (legate agli affollamenti e alla installazione di apparecchiature elettriche, di ufficio e per la illuminazione), in questo caso tali contributi sono stati considerati, al fine di avere una maggiore aderenza alla realtà.
In definitiva, tale impianto - del tipo maggiormente tradizionale - è stato voluto simulare in condizioni di esercizio quanto più vicine possibile alla realtà.
Una ulteriore differenza - rispetto all'impianto modellato al paragrafo precedente - consiste nelle zone servite dall'impianto stesso. Nel caso di sistema di Solar Heating and Cooling, infatti, il Deposito-Garage al piano seminterrato, di circa 38 m^2, non era climatizzato.
Pertanto, trattandosi di impianto maggiormente controllato (un semplice sistema di riscaldamento e raffrescamento convettivo, attivo solo in un fissato periodo del giorno, senza inerzie termiche significative), avendosi una rapporto di forma più basso (meno superficie disperdente, essendo climatizzati più ambienti) e, principalmente, essendo contemplati gli apporti di natura endogena (persone, luci, macchinari), globalmente si avranno - in parte indipendentemente dalle diverse tipologie impiantistiche adottate - richieste energetiche più basse per la climatizzazione invernale.
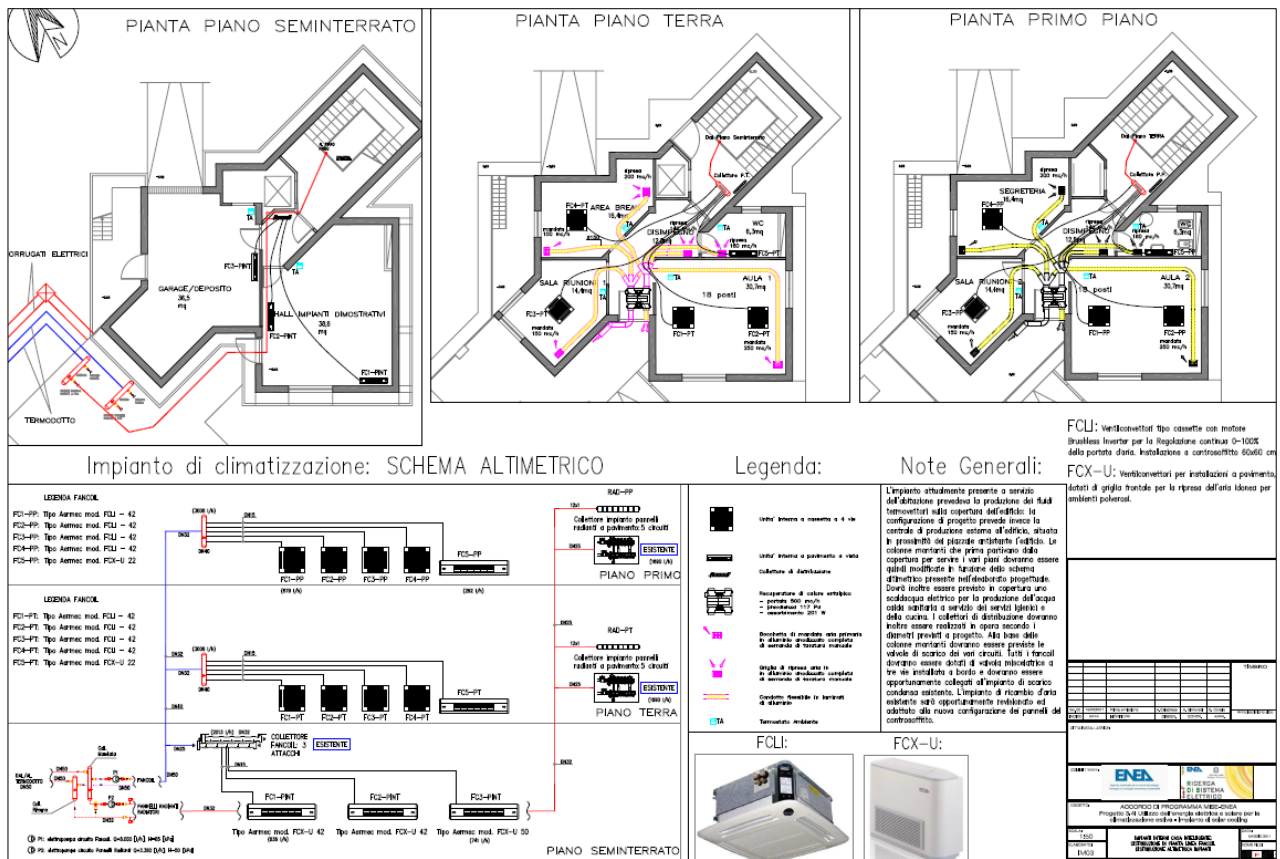
Figura 2.3.4 - Impianto di riscaldamento/raffrescamento idronico più VMC modellato presso l'edificio F92

In estate, invece, i sopra-elencati fenomeni daranno luogo a fenomeni contrastanti. Infatti, la climatizzazione di una superficie maggiore (soprattutto in considerazione del fatto che questo è il garage seminterrato) tenderebbe a ridurre la richiesta di raffrescamento, mentre gli affollamenti tenderebbero ad incrementarla. Globalmente, i risultati sono confrontabili a quelli che si hanno modellando l'impianto di SHC.

Tutto detto, un confronto tra le due tipologie impiantistiche andrebbe effettuato fissando le condizioni al contorno, relative a) alla possibilità di funzionamento, b) alla gestione degli ausiliari, c) alla gestione delle infiltrazioni e della ventilazione dovuta all'apertura saltuaria di porte e finestre, d) ai carichi endogeni.

L'impianto, nella sua interezza, è stato modellato come impianto idronico di riscaldamento e raffreddamento, alimentato da pompa di calore con condensazione in aria. Come detto, in parallelo è attivo un impianto di ventilazione meccanica controllata con recupero entalpico di calore. Le portate d'aria di immissione sono state desunte da documentazione ENEA.

Come di consueto nella logica di EnergyPlus, l'impianto è stato suddiviso in ciascuno dei suoi vari componenti meccanici, elettrici ed elettronici.

Figura 2.3.5 - Impianto di riscaldamento/raffrescamento idronico più VMC modellato in EnergyPlus (videata di esempio)

Di seguito, si riporta breve descrizione dei principali moduli utilizzati per la modellazione. Per ragioni di brevità, si elencano, nel seguito, solo i componenti principali dell'impianto di ventilazione meccanica e di quello idronico, adoperati in EnergyPlus.

Principali moduli/modelli adoperati in EnergyPlus

- Generazione e sistemi di conversione energetica:
  - Chiller:Electric:EIR
  - Coil:WaterHeating:AirToWaterHeatPump
- Controlli termostatici:
  - ZoneControlThermostat
  - Thermostat Setpoint: Dual Setpoint
  - Setpoint Manager Scheduled
  - Setpoint Manager Mixed Air
- Aeraulica: reti, canali, splitter, mixer e recuperatori di calore sensibile più latente:
  - FanOnOff
  - Air terminal Single Ducts
  - AirTerminal:SingleDuct:VAV:NoReheat
  - Air Loop HVAC:
  - Air Loop HVAC: OutdoorAirSystem
  - OutdoorAirMixer
  - Air Loop HVAC: SupplyPath
  - Air Loop HVAC: ReturnPath
  - Air Loop HVAC: ReturnPlenum
  - Air Loop HVAC: ZoneSplitter
  - HeatExchanger:AirToAir:SensibleAndLatent
- Idronica e terminali convettivi:
  - ZoneHVAC: FourPipeFanCoil
  - PlantLoop:HotWaterLoop
  - PlantLoop:ChilledWaterLoop
- Nodi e connessioni: logica di comunicazione tra i moduli:
  - System Nodes
  - Outdoor Air Nodes
  - Branches
- Controlli: gestione qualità dell'aria:
  - Controller Mechanical Ventilation.

Secondo la prassi di EnergyPlus, la modellazione di una rete aeraulica, a portata costante o variabile, comunque si modella attraverso sistemi potenzialmente VAV, annullando, nel primo caso, la variazione della portata, e quindi stabilendo la "minimum air fraction" pari ad 1.
Ancora, secondo lo stesso criterio, il modulo "four pipe fan coil" è stato poi modellato, nell'assegnazione degli input e delle "availabilities", come sistema ventilconvettore a due tubi.

Criteri generali di simulazione
Per quanto concerne i criteri generali di simulazione stabiliti, relativamente alla convergenza e agli algoritmi di risoluzione dei bilanci energetici, questi sono i medesimi già descritti, per l'utilizzo di EnergyPlus, nel paragrafo 2.1 relativo alla Roofotop a CO_2 installata presso l'edificio F76. In particolare, si tratta dei criteri tipici per gli studi in ambito di efficienza energetica in edilizia, e quindi:
a) Criteri generali di simulazione:

- Timestep orari: 12
- SurfaceConvectionAlgorithm: Inside: TARP
- SurfaceConvectionAlgorithm: Outside: DOE-2
- HeatBalanceAlgorithm: ConductionTransferFunction
- Solair Distribution: FullInteriorAndExterior

b) Sistema Edificio e impianti

- Loads Convergence Tolerance Value: 3.9999999E-02
- Temperature Convergence Tolerance Value {deltaC}: 0.4000000
- Maximum Number of Warmup Days: 25
- Coil, Chiller, Heat Pumps e Ducts/Pipes Controller Convergence Tolerance {deltaC}: 0.01.

Come già anticipato in precedenza (al paragrafo 2.1), come algoritmo di risoluzione dei bilanci di energia è stato selezionato il metodo delle funzioni di trasferimento secondo la rappresentazione in spazio di stato, in quanto affidabile e meno oneroso dal punto di vista computazionale rispetto alle risoluzioni alle differenze finite, che, invece, si rendono necessarie in casi particolari non contemplati da questo studio, quali, ad esempio, componenti a cambiamento di fase all'interno delle murature o inerzie del sistema involucro ben maggiori di quelle consuetudinarie.
*Infine, per quanto concerne i file climatici adoperati, questi sono stati costruiti appositamente secondo quanto rilevato dalla stazione meteorologica ENEA situata nel complesso Casaccia, poi implementate in un apposito file con estensione ".epw", secondo metodi e procedure oggetto di ricerca interna dell'Università degli Studi del Sannio. Pertanto, è stato creato un file climatico orario "ad hoc", denominato "**ITA_Roma-CentroCasacciaEnea.epw**".*

2.3.3 Configurazioni alternative

Relativamente all'impianto con pompa di calore commerciale del tipo aria-acqua da 34.1 kW_f previsto per la climatizzazione dell'edificio F92, oltre alla valutazione delle prestazioni energetiche/termo-igrometriche attuali, sono state contemplate talune configurazioni alternative, di cui si riporta di seguito una breve descrizione, con annessi costi di acquisto ed installazione.
Nel computo metrico dei costi di modifica, sono stati valutati costi unitari da prezzari ufficiali, di norma "a misura" e non "a corpo", e laddove mancanti sono stati integrati con prezzi di listino di componenti commerciali. Non sono state applicate percentuali di ribasso, né tantomeno meccanismi di incentivazione, di cui alle detrazioni fiscali al 55% o in accordo al conto termico (D.M. 28/12/12). I costi sotto-riportati comprendono tutto quanto necessario per lavorazioni e magisteri nel rispetto delle migliori regole dell'arte.

- **IMPIANTO CON PDC ESISTENTE E ACCUMULO DA 400 LITRI CON RISCALDATORE ELETTRICO DA 4 kW_{EL}**

Si tratta di impianto riadattato per un funzionamento con maggiore capacità allo spunto. In particolare, per meglio sopperire ai picchi di potenza massima richiesta - data anche la appena sufficiente potenza termica rispetto ai carichi termici invernali dell'edificio - si prevede installazione di mini-bollitore da 400 litri, con riscaldatore elettrico ausiliario da 4000 W. In modalità di funzionamento estivo, l'impianto non presenta

variazioni rispetto alla soluzione attuale, data la sufficiente potenza frigorifera che la pompa di calore è in grado di sottrarre agli ambienti.
Acronimo Impianto: BASE + MINI-ACC-RISCALD
Sono previsti interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 4 ore, di due unità personale. Totale ore uomo n. 8. Totale Voce € 224.00.
Altresì, è necessario nuovo serbatoio in pressione in acciaio smaltato per accumulo fluidi in genere, completo di coibentazione. Si tratta di serbatoio in pressione per accumulo di liquidi alimentari o fluidi in genere (acqua calda sanitaria, acqua refrigerata, ecc.), costituito da accumulo verticale in acciaio trattato internamente con smaltatura idonea anche per usi igienico-alimentari ed altamente resistente alla corrosione, pressione max di esercizio 6.0 bar, corredato di eventuale anodo di magnesio e coibentazione in poliuretano rivestito in PVC, comprensivo di fissaggio, collegamenti idraulici, collegamenti elettrici, escluse le linee di alimentazione. Capacità: 400 litri. Costo unitario € 780.00.
Ancora, richiesta fornitura ed installazione di resistenza elettrica di riscaldamento, a metà del bollitore, con potenza elettrica da 4000 kW. Costo unitario di integrazione € 350.00.
Totale costo modifica impianto = € 1'354.

- **IMPIANTO CON PDC ESISTENTE E ACCUMULO TAMPONE DA 1000 LITRI**

Si prevede ri-utilizzazione del tank caldo, attualmente a servizio dell'impianto di Solar Heating e Cooling, installato presso la medesima unità edilizia, al fine di provvedere all'alimentazione del sistema idronico di riscaldamento mediante serbatoio di accumulo. La modifica impiantistica consente di far fronte, potendo usufruire di un significativo "puffer caldo", in modo migliore ai picchi di carico termico, potendo altresì consentire un funzionamento maggiormente costante, con coefficienti di prestazione più elevati da parte della pompa di calore con condensazione in aria attualmente installata.
Acronimo Impianto: BASE + ACCUMULO 1000 l.
In modalità di funzionamento estivo, l'impianto non presenta variazioni rispetto alla soluzione attuale, data la sufficiente potenza frigorifera che la Pompa di Calore è in grado di sottrarre. Sono previsti solo interventi di manutenzione straordinaria (spostamenti dei componenti inclusi), mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 8 ore, di due unità personale. Totale ore uomo n. 16. Totale Voce € 448.00.
Sarà pertanto utilizzato (ri-utilizzo), il serbatoio in pressione in acciaio smaltato per accumulo fluidi in genere, completo di coibentazione in poliuretano rivestito in PVC. Il sistema è già comprensivo di fissaggio, collegamenti idraulici, collegamenti elettrici e le linee di alimentazione. Capacità: 1000 litri.
Totale costo modifica impianto = € 448.00.

- **IMPIANTO CON NUOVA POMPA DI CALORE COMMERCIALE da 65 $KW_{FRIGORIFERI}$ e 72 $KW_{TERMICI}$**

Questa configurazione di impianto di riscaldamento/raffrescamento idronico prevede mera sostituzione della pompa di calore del tipo aria-acqua esistente, con nuovo modello di taglia superiore, al fine di garantire maggiore capacità, prettamente allo spunto.
Acronimo Impianto: PdC air cooled 65 kW_f.
E' necessaria installazione di nuova pompa di calore reversibile ad alta efficienza, con evaporazione in aria esterna, con refrigerante compatibile dal punto di vista ambientale, atta alla produzione di acqua calda in funzionamento a PdC fino a 65 °C. Trattasi di unità reversibile per il funzionamento a gruppo frigorifero, con condensazione in aria esterna. La pompa di calore sarà dotata di struttura di lamiera zincata, verniciata e trattata per installazione in esterno, dotata di compressori scroll, ventilatori assiali con controllo di velocità, idonei sistemi di laminazione per funzionamento ad elevati coefficienti di prestazione, sia in modalità a macchina frigorifera che a pompa di calore. E' richiesto sistema di gestione intelligente dello sbrinamento, controllo elettronico evoluto e regolazione auto-adattativa. Potenza termica nominale 72 kW_t, Potenza frigorifera nominale 65 kW_f. Costo unitario € 9'500.
Sono previsti interventi di manutenzione straordinaria, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 5 ore, di due unità personale. Totale ore uomo n. 10. Totale Voce € 280.00.

Totale costo modifica impianto = € 9'780.00.

- **IMPIANTO CON PDC da 65 $KW_{FRIGORIFERI}$, 72 $KW_{TERMICI}$ E ACCUMULO TAMPONE DA 1000 LITRI**

La modifica all'impianto di riscaldamento/raffrescamento idronico prevede sia la sostituzione della pompa di calore del tipo aria-acqua esistente, con nuovo modello di taglia superiore, sia la ri-utilizzazione del tank caldo, attualmente a servizio dell'impianto di Solar Heating and Cooling, installato presso la medesima unità edilizia, in modo da provvedere all'alimentazione del sistema idronico di riscaldamento mediante serbatoio di accumulo. La modifica è motivata dall'obiettivo di ridurre le ore di condizioni interne al di fuori del range di comfort, mediante una soluzione per la generazione dei fluidi termo-vettori, sia in termini di acqua refrigerata che riscaldata, caratterizzata da maggiori potenze, rispettivamente frigorifere ed elettriche. Per il soddisfacimento dei picchi e per avere una maggiore costanza di funzionamento, in condizioni di carico parziale (che eleva il funzionamento della tecnologia di compressori Scroll) è previsto funzionamento abbinato a serbatoio di accumulo esistente da 1000 litri, da recuperare da impianto parallelo.
Acronimo Impianto: PDC 65 kW_f + ACCUMULO DA 1000 l.
Si rende necessaria installazione di nuova pompa di calore reversibile ad alta efficienza, con evaporazione in aria esterna, con refrigerante compatibile dal punto di vista ambientale, atta alla produzione di acqua calda in funzionamento a PdC fino a 65 °C. Trattasi di unità reversibile per il funzionamento a gruppo frigorifero, con condensazione in aria esterna. La pompa di calore sarà dotata di struttura di lamiera zincata, verniciata e trattata per installazione in esterno, dotata di compressori scroll, ventilatori assiali con controllo di velocità, idonei sistemi di laminazione per funzionamento ad elevati coefficienti di prestazione, sia in modalità a macchina frigorifera che a pompa di calore. E' richiesto sistema di gestione intelligente dello sbrinamento, controllo elettronico evoluto e regolazione auto-adattativa. Potenza termica nominale 72 kW_t, Potenza frigorifera nominale 65 kW_f. Costo unitario € 9'500.
Previsti ulteriori interventi di manutenzione straordinaria, per sostituzione pompa di calore reversibile e spostamento/adattamento serbatoio di accumulo, mediante tecnici specializzati. Costo Unitario pari a 28.00 €/h. Previste lavorazioni per n. 7 ore, di due unità personale. Totale ore uomo n. 14. Totale Voce € 392.00.
Totale costo modifica impianto = € 9'892.00.

____

Nel seguito, ed in particolare ai paragrafi 2.3.4 e 2.3.5, saranno descritte le prestazioni ottenibili, dal sistema di riferimento e da quelli alternativi, messi a confronto tra loro. Ancora, al paragrafo 2.3.6, dopo accurata valutazione degli extra-costi d'installazione e di funzionamento, si procederà a valutazioni di carattere tecnico-economico. Infine, al paragrafo 2.3.7, si procederà al confronto con impianto alternativo con sistema di generazione completamente diverso, con pompa di calore reversibile del tipo geotermica a bassa entalpia con scambiatori a suolo.
Relativamente alle analisi di convenienza economica, sono stati valutati i seguenti parametri e dati di input:

- Rendimento del parco termo-elettrico, per conversione da $kWh_{ELETTRICO}$ a $kWh_{PRIMARIO}$,= 0.465.
- Costo unitario, onnicomprensivo, del $kWh_{ELETTRICO}$ = 0.25 €/$kWh_{ELETTRICO}$.
- Impianto base: no extra-costi di installazione.

2.3.4 Analisi energetica di confronto tra le varie soluzioni

Su base stagionale, in termini di energia primaria, sono state determinate le seguenti prestazioni, espresse in kWh/m^2. La soluzione base rappresenta già impianto di ultima generazione ad alta efficienza. Pertanto, le soluzioni proposte sono state ricercate soprattutto per migliorare il livello di comfort all'interno dell'edificio, a discapito, talvolta, dei costi di esercizio e dell'energia richiesta per il funzionamento.
In Figura 2.3.6 sono presentate, con riferimento alla stagione invernale, le richieste di energia primaria mensili ottenute dalle simulazioni effettuate mediante EnergyPlus 7.2.0.
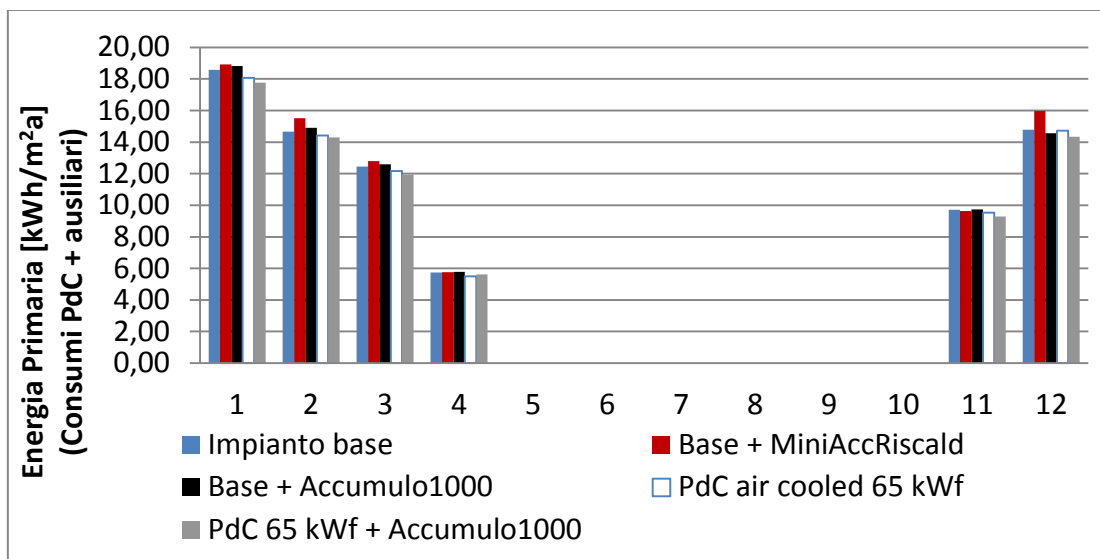
Figura 2.3.6 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale di una superficie unitaria dell'edificio

Dai dati ottenuti, si evince come le richieste energetiche annue - per la stagione invernale - delle soluzioni alternative proposte siano molto simili a quelle della soluzione base (con una variazione percentuale massima di ±3.5%). In particolare, su una superficie climatizzata totale pari a 218 m^2, i consumi della soluzione base sono pari a 76 kWh/m^2. Per quanto riguarda le prime due soluzioni proposte, una che richiede l'aggiunta di un mini accumulo riscaldato elettricamente (Base + MiniAccRiscald), l'altra che richiede l'aggiunta di un accumulo da 1000 litri non riscaldato (Base + Accumulo1000), i consumi di energia primaria sono superiori, anche se di poco, rispetto a quelli dell'impianto base, risultando rispettivamente pari a 78.6 kWh/m^2 e 76.4 kWh/m^2.

Nelle altre due soluzioni proposte, si è riscontrato un consumo di energia primaria minore rispetto alla soluzione base. In particolare, sono richiesti:

- 74.40 kWh/m^2 per la configurazione alternativa che presenta la sostituzione della pompa di calore attuale con una da 65 kW_f (PdC air cooled 65 kW_f).
- 73.25 kWh/m^2 per la configurazione alternativa che alla soluzione precedente aggiunge un accumulo di 1000 litri (PdC 65 kW_f+Accumulo1000).

In regime estivo, analogamente a quanto visto per la stagione invernale, in Figura 2.3.7 sono riportati i consumi di energia primaria per m^2 di superficie climatizzata. In questo caso, dalle simulazioni si è ottenuto che i consumi in termini di energia primaria dell'impianto attuale sono pari a 26.31 kWh/m^2. Si nota come nei mesi in cui è richiesto un raffrescamento più spinto, le soluzioni che determinano una richiesta energetica minore sono quelle relative alla sostituzione della PdC con una di più alta potenza frigorifera.

In particolare, in entrambe queste proposte si arriva ad una riduzione dell'energia primaria utilizzata pari al 9.5%. Per le altre due soluzioni proposte, i consumi sono praticamente identici a quelli della soluzione base.
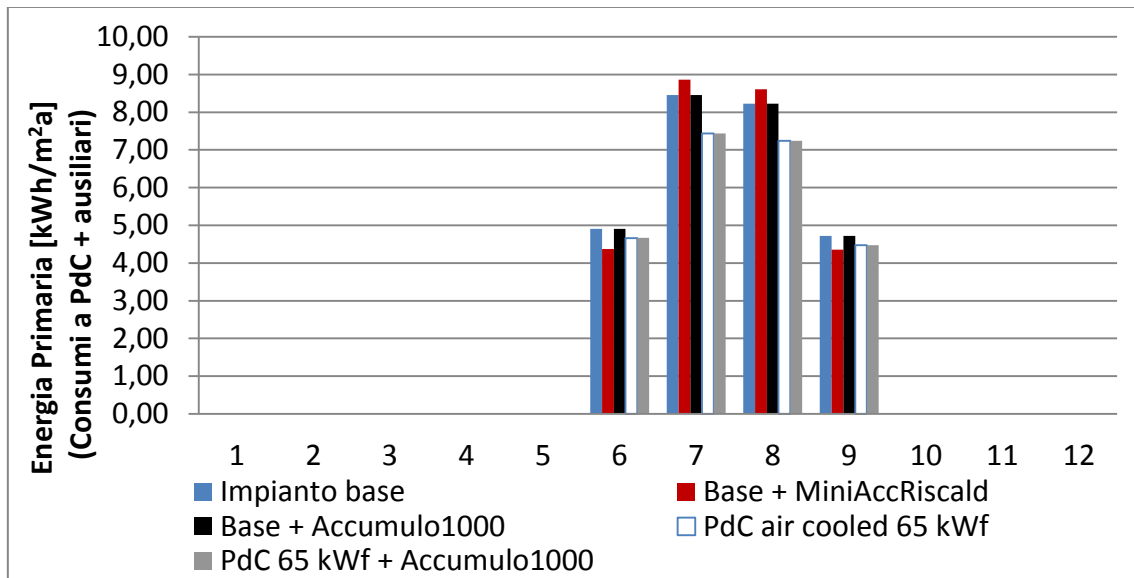
Figura 2.3.7 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva di una superficie unitaria dell'edificio

Di seguito si riportano, nelle Figure 2.3.8 e 2.3.9, i grafici relativi ai costi derivanti dalle richieste energetiche della pompa di calore reversibile e degli ausiliari, rispettivamente in inverno ed in estate.
In Figura 2.3.8, l'istogramma relativo alla richiesta energetica della pompa di calore per la soluzione con riscaldatore elettrico, contempla anche, appunto, la energia elettrica richiesta per il funzionamento della resistenza elettrica integrativa.
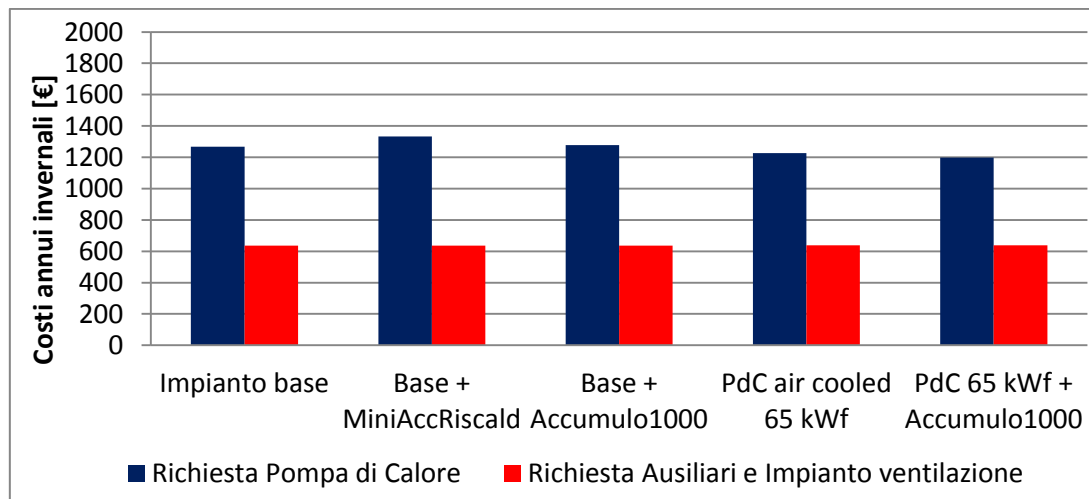
Figura 2.3.8 - Costi economici, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale dell'edificio
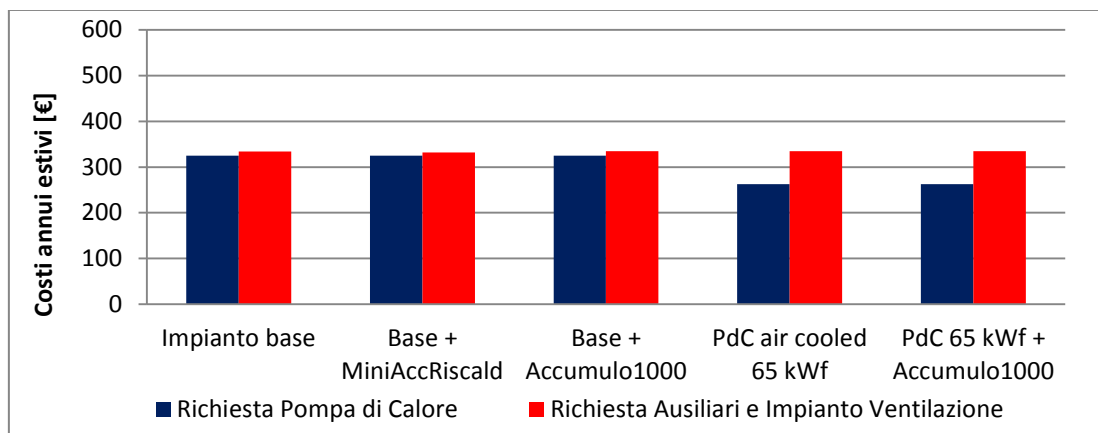
Figura 2.3.9 - Costi economici, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva dell'edificio

I costi di esercizio relativi ad un anno intero, considerando quindi sia l'estate che l'inverno (tenuto conto della quota parte dei consumi della pompa di calore e dei sistemi ausiliari) sono pari a 2563 €/anno per quanto riguarda l'impianto attuale.
Tra le configurazioni alternative proposte, quelle che presentano una riduzione dei costi sono le due che prevedono la sostituzione della pompa di calore, con una di potenza maggiore sia termica che frigorifera, arrivando a 2461 €/anno per quella che propone la sola sostituzione della PdC, e pari a 2433 €/anno per quella che prevede anche l'aggiunta dell'accumulo da 1000 litri.
Invece, per le altre due soluzioni i costi di esercizio sono maggiori rispetto alla soluzione base.

2.3.5 Analisi microclimatica di confronto tra le varie soluzioni

In questo paragrafo, con riferimento a giorni centrali delle stagioni di raffrescamento e riscaldamento nonché con riferimento agli interi periodi, si valutano:

- l'eventuale variazione delle condizioni termiche dovute alle variazioni impiantistiche,
- la congruità dei livelli termici nel garantire, secondo le specifiche esigenze proprie delle variegate funzioni ospitate all'interno dell'edificio, condizioni di comfort relativamente all'attività lavorativa.

In particolare, le analisi condotte sono state effettuate sui valori della temperatura media di quattro ambienti: Aula 1 e Sala Riunioni 1 per il piano terra; Aula 2 e Sala Riunioni 2 per il primo piano. Sono stati scelti questi quattro ambienti perché sono quelli dove sono installati i controlli microclimatici all'interno dell'edificio.
Con riferimento a tale temperatura media ambiente, sono stati individuate le ore di discomfort nel periodo di funzionamento dell'impianto di climatizzazione, intese come ore nelle quali il sistema non riesce a garantire i livelli termici desiderati, ovvero un minimo di 20 °C nella stagione invernale ed un massimo di 26 °C in quella estiva.
Nelle Figure 2.3.10 e 2.3.11 è rispettivamente riportata la temperatura media degli ambienti sopra citati per l'impianto attuale e relativamente a tutte le altre soluzioni impiantistiche proposte, con riferimento a 5 giorni tipici della stagione invernale (dal 10 al 14 Gennaio, Figura 2.3.10) e cinque giorni tipici della stagione estiva (dal giorno 8 al giorno 13 Luglio, Figura 2.3.11).
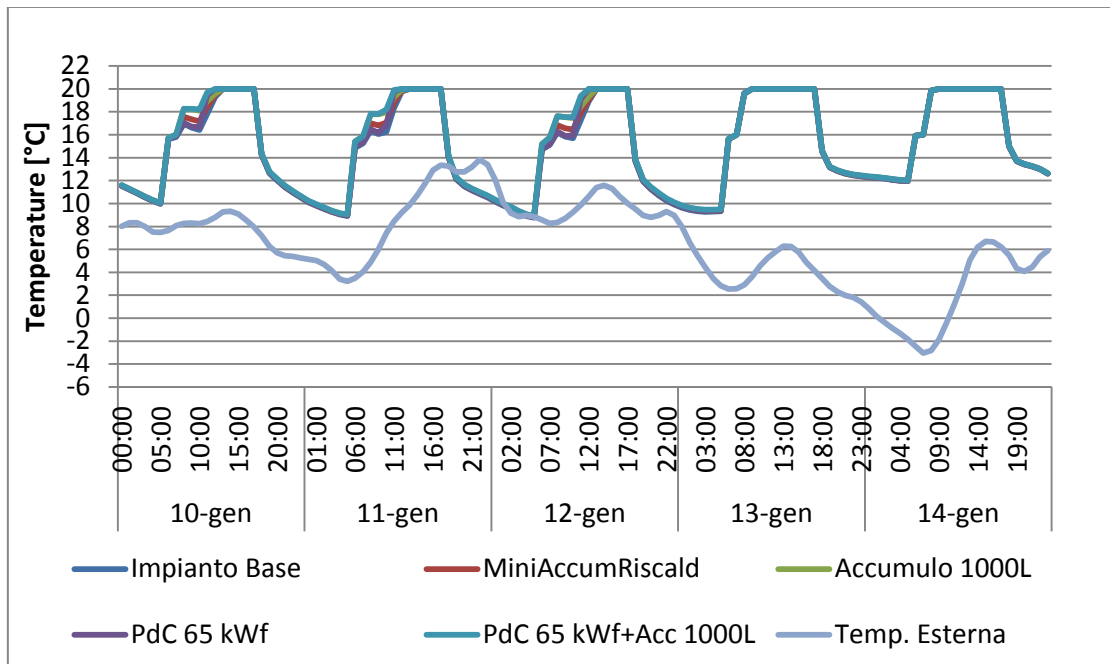
Figura 2.3.10 - Temperature invernali mediate (aula 1, aula 2, sala riunioni, area break) al variare della tipologia Impiantistica (periodo di riferimento: 10-14 Gennaio)
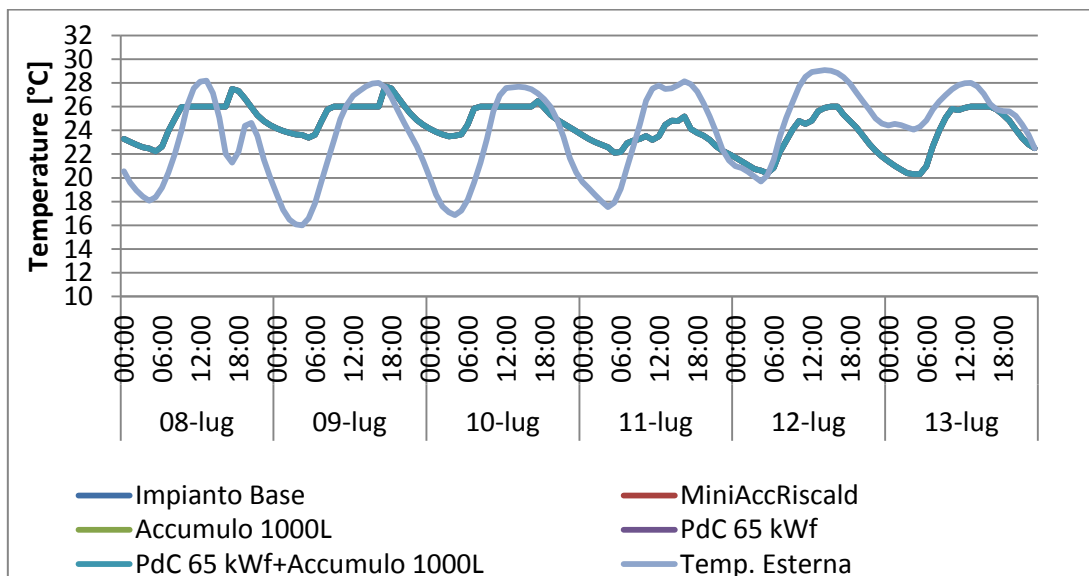
Figura 2.3.11 - Temperature estive mediate (aula 1, aula 2, sala riunioni, area break) al variare della tipologia Impiantistica (periodo di riferimento: 8-13 Luglio)

Nel seguito, sarà riportata analisi della capacità di controllo microclimatico da parte del sistema edificio-impianto, analizzata nel suo complesso, con riferimento quindi alle intere stagioni di riscaldamento e raffrescamento.
Per tutte le varie tipologie impiantistiche e per entrambe le stagioni di riferimento, sono stati calcolati gli indicatori di prestazione (PI_T), intesi come percentuale di tempo in cui le condizioni di temperatura indoor sono superiori o uguali (nel regime invernale) ed inferiori o uguali (nel regime estivo) ai valori di set point di progetto.
Nelle Figura 2.3.12, si riportano gli indicatori di prestazione (PI_T), con riferimento alla stagione invernale ed estiva. Si può subito notare come nella stagione estiva gli indicatori prestazionali siano sempre pari al 100%. Ciò significa che le condizioni di comfort sono sempre assicurate all'interno degli ambienti durante gli orari di funzionamento dell'impianto.

Per quanto riguarda il regime invernale, si nota come gli Indicatori di prestazione siano pressoché costanti per tutte le soluzioni impiantistiche proposte. Quello relativo all'impianto attuale ed alla soluzione con accumulo di 1000 l è pari all' 84%. Il PI_T raggiunge il suo massimo, pari a 87%, per la soluzione che contempla la sostituzione della PdC attuale con una da 65 kW_f ed un serbatoio di accumulo da 1000 l. Gli indicatori di prestazione delle altre soluzioni proposte, anche se non di molto, sono sempre superiori a quello della soluzione base, in particolare:

- 85% per l'impianto con aggiunta di un mini accumulo riscaldato elettricamente;
- 84.1% per l'impianto con sola aggiunta di accumulo da 1000 l;
- 86% nella soluzione che prevede la sostituzione della pompa di calore attuale con una di potenza frigorifera superiore.
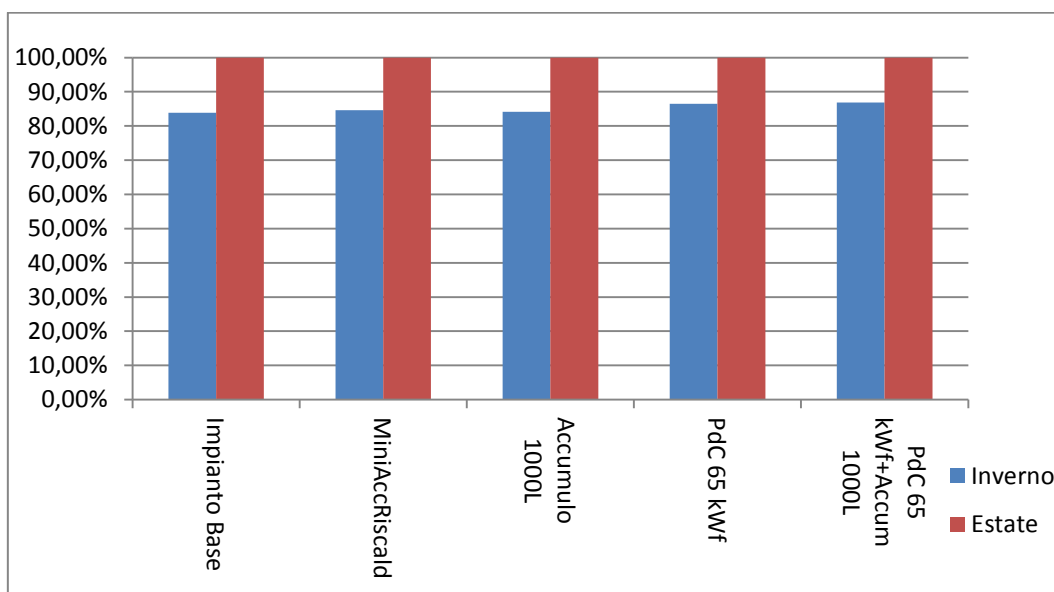
Figura 2.3.12 - Indicatori di Prestazione di temperatura, relativi alle intere stagioni di riscaldamento e raffrescamento, al variare della tipologia impiantistica

2.3.6 Analisi di fattibilità tecnico-economica

In questo paragrafo, si descrive l'analisi di fattibilità economica effettuata per quanto riguarda le soluzioni alternative proposte, prendendo come riferimento la soluzione base e calcolando i principali indici economici di riferimento, ovvero: VAN (Valore Attuale netto), IP (Indice di Profitto), SPB (Simple PayBack) e DSB (Discounted PayBack). Gli investimenti considerati sono quelli riportati al sotto-paragrafo 2.3.3.
Immediatamente, bisogna notare che la soluzione base rappresenta già un impianto di climatizzazione con una pompa di calore di nuova generazione ad alta efficienza. Pertanto, da un punto di vista del rientro, in tempi congrui, del capitale investito, gli indici economici non rivelano una fattibilità positiva.
I principali indici economici calcolati sono riassunti nella Tabella 2.3.III. Con la dizione "> 50", si evidenzia, in modo generale, una assoluta non fattibilità tecnico-economica delle variazioni impiantistiche.

Tabella 2.3.III - Valori del SPB, DPB, VAN e IP per tutte le soluzioni alternative proposte

	SPB (anni)	DPB (anni)	VAN (€)	IP
Mini accumulo riscaldato elettricamente	-	-	negativo	negativo
Accumulo 1000 L	-	-	negativo	negativo
PdC 65 kWf	> 50	> 50	negativo	negativo
PdC 65 kWf + Accumulo 1000 L	> 50	> 50	negativo	negativo

Pertanto, come già detto nei paragrafi precedenti, le soluzioni alternative non possono essere prese in considerazione, dal punto di vista economico, in sostituzione della soluzione base. Resta una valenza in termini di miglioramento degli indici di comfort rispetto la soluzione base.

2.3.7 Impianto alternativo, con Pompa di Calore reversibile del tipo geotermica

Al fine di individuare una diversa tipologia di sistema di generazione dei fluidi termo-vettori caldi e freddi, rispettivamente per l'alimentazione dei ventilconvettori nella stagione invernale ed estiva, è stata ipotizzata una ulteriore configurazione impiantistica alternativa, mediante pompa di calore reversibile del tipo acqua-acqua con sorgente geotermica. Si tratta, in particolare di una GSHP (Ground Source Heat Pump), collegata a scambiatori a suolo, a sviluppo verticale.

In breve, geotermia ed energia geotermica indicano lo sfruttamento del calore endogeno della terra, e quindi l'utilizzo dell'energia immagazzinata nella crosta terrestre. Con il termine di geotermia si intende lo sfruttamento di tale energia, in senso lato, e che nella pratica avviene secondo molteplici modalità. In generale, lo sfruttamento dell'energia geotermica è differenziato in due macro-tipologie: geotermia a bassa entalpia e geotermia ad alta entalpia.

Solitamente, con la dizione "geotermia ad alta entalpia" si intende l'utilizzo dell'energia termica terrestre con fluidi termo-vettori che raggiungono, in natura, temperature superiori ai 100 - 150 °C. Ovviamente, il ricorso alla geotermia ad alta entalpia non può avvenire in ogni luogo del nostro territorio nazionale, presupponendosi presenza di manifestazioni geotermiche significative, e quindi la presenza di acque di falda fortemente riscaldate dalla crosta terrestre, la presenza di vulcani superficiali e/o di fenomeni termali.

Quando invece lo sfruttamento geotermico avviene mediante utilizzo di fluidi a media e bassa temperatura, si parla comunemente di geotermia a bassa entalpia. In questo caso, l'utilizzo geotermico può avvenire ovunque. In particolare, non si sfrutta la presenza locale di sorgenti geotermiche ad alta temperatura, bensì l'energia termica contenuta negli strati superficiali della crosta terrestre.

La geotermia a bassa entalpia è quindi utilizzabile in ogni luogo del territorio italiano, con convenienza variabile in funzione di quanto il terreno sia più caldo (regime invernale) o freddo (regime estivo) rispetto all'aria esterna. A tale proposito, si rammenta che, già a pochi metri di profondità (8 - 12 metri), il terreno nel sottosuolo è caratterizzato da una temperatura pressoché costante durante l'intero arco dell'anno.

Relativamente alle modalità di accoppiamento con il suolo, con esclusivo riferimento ai sistemi "a ciclo chiuso" (i.e., no acqua di falda, lago o fiume, mare), le pompe di calore geotermiche a bassa entalpia sono classificate secondo le due diverse categorie di scambiatori nel seguito indicate. Per semplicità, le modalità di accoppiamento con il suolo, di seguito citate, si riferiscono al funzionamento in pompa di calore.

1. Pompe di calore con scambiatori a sonde orizzontali: si tratta di serpentine a circuito chiuso (l'acqua, riscaldatasi dentro tubi a contatto con il terreno, scambia energia con l'evaporatore della pompa di calore e ritorna, più fredda, all'interno del terreno riscaldandosi nuovamente e re-iniziando il ciclo), interrate ad una profondità solitamente di circa 1 metro. Tali sistemi non richiedono perforazioni profonde, ma esigono che vi sia un'ampia superficie di scambio termico. Come semplicistico ma indicativo criterio progettuale, si può stimare che l'ingombro dell'area in cui corrono le serpentine sia pari a circa 1.1 - 1.5 volte quello della superficie delle abitazioni da riscaldare.
2. Pompe di calore con scambiatori a sonde verticali: si tratta di serpentine anche esse a circuito chiuso (l'acqua, riscaldatasi dentro tubi a contatto con il terreno, scambia energia con l'evaporatore della pompa di calore e ritorna, più fredda, all'interno del terreno riscaldandosi nuovamente e re-iniziando il ciclo), interrate ad una profondità intorno ai 70 - 120 m. Di norma si utilizzano i cosiddetti tubi ad "U" (o a doppia "U", o tripla "U"). Nella maggior parte dei casi, il fluido "geotermico" è acqua mescolata a glicole per abbassarne la temperatura di solidificazione.

All'interno della perforazione, sono calati tubi in polietilene, e l'adiacenza con il terreno circostante è ottenuta mediante un "filler" riempitivo. Il numero delle sonde e la loro lunghezza verticale nel sottosuolo, nonché la loro sezione e quindi la portata massica di acqua che fluisce, sono scelte progettuali che dipendono innanzitutto - ma non solo - dal carico termico dell'edificio da riscaldare, ed anche dalla natura del terreno in cui si opera.

Altre modalità di accoppiamento con il suolo possono realizzarsi mediante la tecnologia dei "pali geotermici", in cui i circuiti di serpentine sono disposti all'interno dei pali di fondazione degli edifici. per approfondimenti si rimanda a [25, 28].

REGIME INVERNALE

Come noto, le pompe di calore sono dispositivi in grado di trasferire energia termica da una sorgente a temperatura più bassa (sorgente fredda, che può essere l'aria esterna, l'acqua di falda o di uno specchio d'acqua, il suolo) all'interno di un ambiente a temperatura più alta (il pozzo caldo, comunemente, i locali di un'abitazione), a fronte di una spesa energetica (elettrica, termica o da combustibile) necessaria per il "pompaggio" di tale energia.

Il vantaggio di una pompa di calore elettrica è quello di rendere disponibile più energia di quella richiesta per il suo funzionamento. Obiettivo di un utilizzo di una pompa di calore, ovviamente, è quello di avere COP quanto più elevati è possibile, ricordando che il sistema assorbe (impropriamente, "consuma") energia elettrica e che questa è ben più pregiata della energia termica fornita. A livello Europeo, esistono Direttive Comunitarie e, anche oltre oceano, negli Stati Uniti, provvedimenti legislativi che stabiliscono i Coefficienti di Prestazione minimi di cui devono essere dotati i sistemi a Pompa di Calore per poter essere immessi sul mercato. In Italia, il Decreto Legislativo 28/2011 [4] ha recentemente stabilito essere rinnovabile una quota parte di energia utilizzata dalle Pompe di Calore quando queste funzionano con SPF (Seasonal Performance Factor) superiori a 2.875 W_{TH}/W_{EL} (calcolati su rendimenti Eurostat del parco termo-elettrico).

Per quanto riguarda i coefficienti di prestazione di pompe di calore geotermiche a bassa entalpia, questi raggiungono valori tendenzialmente alti, sia per le macchine a ciclo aperto (scambiano con acqua di falda) che per quelle a ciclo chiuso, come quella presa in considerazione nelle righe seguenti.

Un vantaggio, rispetto alle pompe di calore che interagiscono con l'aria esterna (condensate ad aria) è che i coefficienti di prestazione stagionali delle PdC geotermiche sono piuttosto costanti, non risentendo la macchina dei cicli di temperatura propri invece dell'aria esterna (sotto gli 0 °C durante la notte, anche sopra i 15 °C nelle ore diurne invernali), che invece abbassano di molto i COP stagionali delle macchine condensate ad aria, soprattutto se è previsto il funzionamento notturno o nelle prime ore del mattino.

Come detto, l'efficienza energetica di una pompa di calore si misura con il COP, e questo deve essere quanto più alto è possibile. Comunemente, per innalzare il coefficiente di prestazione di una pompa di calore, sono praticabili 2 soluzioni:

1. prelevare energia da una sorgente fredda alla temperatura più alta possibile.
2. riversare tale energia termica in un pozzo alla temperatura più bassa possibile.

Per quanto riguarda il punto 1 dell'elenco di cui sopra, questo consente di intuire facilmente dove sia la convenienza nell'uso di pompe di calore geotermiche. Come si è detto in precedenza, infatti, il pozzo freddo è l'ambiente esterno. Una pompa di calore che interagisce (come nel caso dei sistemi Split-System) con l'aria esterna, ricorre ad un pozzo freddo (l'aria fuori delle abitazioni) che in inverno è molto variabile tra giorno e notte. Una pompa di calore geotermica, invece, interagisce con il suolo a profondità abbastanza elevate (le sonde verticali hanno profondità intorno alla centinaia di metri) e il sottosuolo ha una temperatura intorno ai 10 - 15 °C. Pertanto, rispetto ad una pompa di calore ad aria, una pompa di calore geotermica ha COP di funzionamento senz'altro più elevati nelle ore più fredde.

Nelle ore centrali della giornata, invece, è da valutarsi la convenienza del sistema con riferimento allo specifico luogo in esame.

Per quanto concerne il punto 2 dell'elenco, per aumentare il COP di una macchina a pompa di calore conviene adoperare sistemi di riscaldamento a bassa temperatura. In particolare, radiatori, termoconvettori e battiscopa radianti non sono convenienti se abbinati a tali sistemi di generazione dell'energia termica.

Al contrario, per le PdC, è preferibile ricorrere a terminali funzionanti a bassa temperatura, quali serpentine radianti (ben funzionanti con temperature medie del circuito idronico intorno ai 35 - 40°C), oppure ventilconvettori (se funzionanti con temperature medie del circuito idronico non superiori ai 40 - 45°C).

Come detto in precedenza, l'energia geotermica può essere utilizzata in ogni luogo del territorio nazionale, anche laddove sono assenti manifestazioni geotermiche rilevanti. Questo però non significa che l'efficacia della soluzione sia la stessa in ogni area geografica italiana. In particolare, le condizioni climatiche, la destinazione d'uso e gli orari di funzionamento degli impianti di climatizzazione, la natura del terreno profondo, ed in particolare la sua conducibilità termica, connessa alla tipologia chimica del sottosuolo ed alla presenza di acqua (che migliora lo scambio termico), influiscono sulle prestazioni ottenibili dalle pompe

di calore geotermiche e quindi sui criteri progettuali secondo cui si stabilisce geometria, dimensioni ed altre caratteristiche delle sonde.
Negli impianti a pompa di calore geotermica, è necessario, pertanto, porre attenzione sia ad aspetti tecnologici e di contesto, connessi ad esempio, come citato, al clima ed alla idoneità del terreno nel sottosuolo, ma anche ad aspetti ambientali, quali ad esempio la sicurezza nella realizzazione delle perforazioni, ed in particolare alla attenzione nel non alterare le falde acquifere superficiali e/o profonde e al non interrompere l'equilibrio del sistema idrico del sottosuolo.

REGIME ESTIVO
In estate, il sottosuolo profondo è caratterizzato da temperature ancora costanti intorno ai 10 - 15 °C, la qual cosa rende più conveniente ed efficace il ricorso ad una macchina frigorifera geotermica, rispetto ad una tradizionale che, invece, scambia energia con l'aria esterna, in regime estivo caratterizzata da un livello termico, in tutte le zone d'Italia, nei mesi centrali di Luglio ed Agosto, che sovente supera i 35 °C di temperatura.
La convenienza di interagire con un pozzo caldo a bassa temperatura si desume dal principio di funzionamento delle macchine frigorifere (il funzionamento estivo delle pompe di calore), secondo cui tanto più basso è il livello termico dell'ambiente con cui scambia energia il condensatore della macchina frigorifera tanto più si innalza il coefficiente di prestazione della macchina. In regime estivo, si è soliti, con riferimento alla efficacia di conversione energetica di una macchina frigorifera, parlare di EER - acronimo inglese per Energey Efficiency Ratio. Tale indice, adimensionale, esprime l'efficacia del sistema, fornendo misura della potenza termica sottratta in estate in funzione di un assorbimento elettrico unitario.
Per quanto riguarda valori tipici dell'Energy Efficiency Ratio di macchine frigorifere geotermiche a bassa entalpia, questi raggiungono anche valori intorno a 5.0 $W_{termici}/W_{elettrici}$ per le macchine a ciclo aperto (scambiano con acqua di falda) e anche oltre i 4.5 $W_{termici}/W_{elettrici}$ per macchine a ciclo chiuso (analizzate nelle righe seguenti).
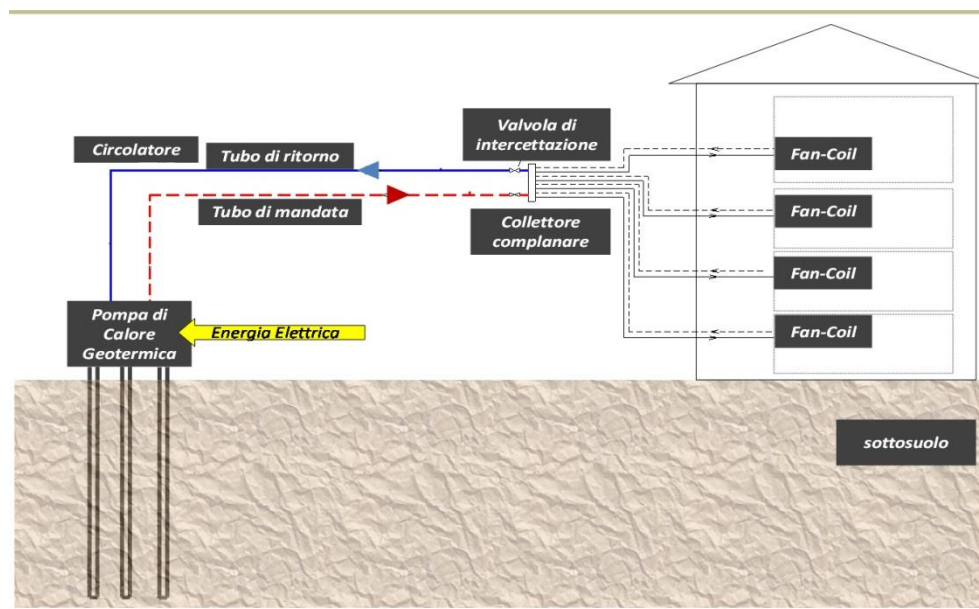
Figura 2.3.13- Schema dell'impianto di riscaldamento con pompa di calore geotermica

Un grosso vantaggio, rispetto alle macchine frigorifere che interagiscono con l'aria esterna (condensate ad aria) è che i coefficienti di prestazione stagionali delle macchine frigorifere geotermiche non si discostano molto da questi valori di riferimento, non risentendo la macchina dei cicli di temperatura propri invece dell'aria esterna (20 - 25 °C di notte, anche oltre i 35 °C nelle ore diurne estive), che invece abbassano di molto i SEER (coefficienti di prestazione stagionali) delle macchine condensate ad aria.

Ancora, differentemente dalle pompe di calore ad aria, le PdC geotermiche, in condizioni particolarmente favorevoli (basso carico termico in ambiente e basse temperature del sottosuolo) possono funzionare anche in maniera passiva, senza quindi adoperare energia elettrica per il funzionamento del compressore. In tale modalità di funzionamento, le macchine frigorifere geotermiche estraggono calore dall'edificio pompando nel circuito idronico direttamente il fluido "geotermico".
Normalmente, le pompe di calore geotermiche sono utilizzate sia per il riscaldamento invernale che per la climatizzazione estiva. Pertanto, a meno dell'inversione tra condensatore ed evaporatore al variare della stagione (operazione che si ottiene ricorrendo a valvole di commutazione che modificano l'impianto al passaggio delle stagioni), l'impianto, nel suo complesso, risulta essere lo stesso in entrambi i regimi di funzionamento.
In fase di progettazione, il numero delle sonde e la loro lunghezza verticale nel sottosuolo, nonché la loro sezione e quindi la portata massica di acqua che fluisce, sono scelte progettuali che devono essere effettuate alla luce di un buon funzionamento in entrambe le stagioni, e quindi sia nel funzionamento del sistema "a pompa di calore" che "a macchina frigorifera".
Per il dimensionamento degli scambiatori geotermici, si ricorda che per impianti di una certa taglia (solitamente, per potenze superiori ai 30 kW_{TH}) è necessaria una progettazione accurata. Pertanto, è necessario adempiere ad una serie di indagini preventive in-situ, tramite "Ground Response Test".
Tali studi prevedono molteplici fasi di rilievo delle caratteriste termiche del terreno, provvedendo mediante metodi diretti quali rilievi geologici e sondaggi (carotaggi) e prove penetro-metriche.
Esistono, poi, metodi indiretti, non invasivi, quali i metodi elettrici, i metodi sismici attivi e sismici passivi. Tali indagini valutano le proprietà termiche misurando altre grandezze, quali la conducibilità elettrica o i parametri di resistenza meccanica.
Ai fini di questo studio di pre-fattibilità, nel dimensionamento dell'impianto geotermico per l'edificio F92 presso la sede ENEA Casaccia, si sono considerate potenze specifiche di estrazione dal terreno pari a 25 W/m lineare di sonda. In tabella 2.3.IV si riportano rese termiche specifiche per sonde geotermiche [29].

Tabella 2.3.IV - Valori del SPB, DPB, VAN e IP per tutte le soluzioni alternative proposte [29]

Sottosuolo	Conducibilità termica [W/mK]	Potenza estraibile [W/m] (1800 ore)	Potenza estraibile [W/m] (2400 ore)
Ghiaia e sabbia asciutte	0.4	< 25	< 20
Ghiaia e sabbia sature	1.8 - 2.4	65-80	55-65
Arenaria	2.3	65-80	55-65
Gneiss	2.9	70-85	60-70
Argilla e terriccio umido	1.7	35-50	30-40

Nell'elaborazione della configurazione impiantistica alternativa mediante pompa di calore geotermica reversibile, sono state previste 30 perforazioni, con sonde a singola U, distanziate a 7 m l'una dall'altra. Lo sviluppo complessivo delle sonde a suolo è pari a circa 2400 metri lineari.
L'impianto, nella sua interezza, è stato modellato con EnergyPlus (figura 2.3.14, 2.3.15, 2.3.16).

Figura 2.3.15 - Modellazione pompa di calore acqua-acqua per accoppiamento con sonde geotermiche in EnergyPlus

Field	Units	Obj1
Name		GshpCLG
Source Side Inlet Node Name		GshpCLG SourceSide Inlet Node
Source Side Outlet Node Name		GshpCLG SourceSide Outlet Node
Load Side Inlet Node Name		Chiller ChW Inlet
Load Side Outlet Node Name		Chiller ChW Outlet
Nominal COP	W/W	5.4
Nominal Capacity	W	35000
Minimum Part Load Ratio		0
Maximum Part Load Ratio		1
Optimum Part Load Ratio		1
Load Side Flow Rate	m3/s	0.003
Source Side Flow Rate	m3/s	0.003
Load Side Heat Transfer Coefficient	W/K	7761
Source Side Heat Transfer Coefficient	W/K	3998
Piston Displacement	m3/s	0.012544
Compressor Clearance Factor		0.05469
Compressor Suction and Discharge Pressure Drop	Pa	92156.2
Superheating	C	4.8907
Constant Part of Electromechanical Power Losses	W	400
Loss Factor		0.699
High Pressure Cut Off	Pa	0
Low Pressure Cut Off	Pa	0
Cycle Time	hr	0.1

Figura 2.3.15 - Modellazione gruppo frigorifero acqua-acqua per accoppiamento con sonde geotermiche in EnergyPlus

Di seguito, con esclusivo riferimento ai sistemi di generazione, si riporta breve descrizione dei principali moduli utilizzati:

- Funzionamento invernale a Pompa di Calore:
  - HeatPump:WaterToWater:ParameterEstimation:Heating
- Funzionamento estivo a macchina frigorifera
  - HeatPump:WaterToWater:ParameterEstimation:Cooling
- Scambiatori a Suolo:
  - GroundHeatExchanger:Vertical

Gli altri componenti adoperati, ad esclusione dei sistemi di generazione, sono ovviamente gli stessi già elencati al sotto-paragrafo 2.3.2.

Condenser Equipment and Heat Exchangers

[------] CoolingTower:SingleSpeed
[------] CoolingTower:TwoSpeed
[------] CoolingTower:VariableSpeed
[------] CoolingTowerPerformance:CoolTools
[------] CoolingTowerPerformance:YorkCalc
[------] EvaporativeFluidCooler:SingleSpeed
[------] EvaporativeFluidCooler:TwoSpeed
[------] FluidCooler:SingleSpeed
[------] FluidCooler:TwoSpeed
[0001] GroundHeatExchanger:Vertical
[------] GroundHeatExchanger:Pond
[------] GroundHeatExchanger:Surface

Explanation of Keyword

Variable short time step vertical ground heat exchanger model based on Yavuztruk, C., J.D.Spitler. 1999. A Short Time Step response Factor Model for Vertical Ground Loop Heat Exchangers
The Fluid Type in the associated condenser loop must be same for which the g-functions below are calculated.

ID: A1

Field	Units	Obj1
Name		Vertical Ground Heat Exchanger
Inlet Node Name		GHE Inlet Node
Outlet Node Name		GHE Outlet Node
Maximum Flow Rate	m3/s	0.0033
Number of Bore Holes		25
Bore Hole Length	m	80
Bore Hole Radius	m	0.063508
Ground Thermal Conductivity	W/m-K	0.692626
Ground Thermal Heat Capacity	J/m3-K	2347000
Ground Temperature	C	13.2
Design Flow Rate	m3/s	0.0033
Grout Thermal Conductivity	W/m-K	0.692626
Pipe Thermal Conductivity	W/m-K	0.391312
Pipe Out Diameter	m	0.0266667
U-Tube Distance	m	0.0253977
Pipe Thickness	m	0.00241285
Maximum Length of Simulation		2
G-Function Reference Ratio	dimensionless	0.0005
Number of Data Pairs of the G Function		35
G-Function Ln(T/Ts) Value 1		-15.2996
G-Function G Value 1		-0.348322
G-Function Ln(T/Ts) Value 2		-14.201
G-Function G Value 2		0.022208
G-Function Ln(T/Ts) Value 3		-13.2202
G-Function G Value 3		0.412345
G-Function Ln(T/Ts) Value 4		-12.2086
G-Function G Value 4		0.867498
G-Function Ln(T/Ts) Value 5		-11.1888
G-Function G Value 5		1.357839
G-Function Ln(T/Ts) Value 6		-10.1816
G-Function G Value 6		1.852024
G-Function Ln(T/Ts) Value 7		-9.1815
G-Function G Value 7		2.345656
G-Function Ln(T/Ts) Value 8		-8.6809
G-Function G Value 8		2.593958
G-Function Ln(T/Ts) Value 9		-8.5
G-Function G Value 9		2.679

Figura 2.3.16 - Modellazione sistema di scambiatori a suolo in EnergyPlus

Segue un confronto tra le prestazioni, con riferimento al sistema con pompa di calore geotermica rispetto al sistema attuale.

a) Controllo Microclimatico

Dal punto di vista del controllo microclimatico, si registrano variazioni significative nelle prestazioni. Se, infatti, con praticamente tutte le configurazioni impiantistiche studiate nei sotto-paragrafi precedenti di questo paragrafo 2.3, comunque si aveva una percentuale di tempo, riferita a tutto il periodo di occupazione invernale dell'edificio, pari al 12-16% in ore di discomfort (i.e., temperature interne minori di 20 °C), tale scostamento è molto minore nel caso di utilizzazione di Pompa di Calore geotermica.

In particolare, le ore di "*Set Point Not Met*" passano da 268 a 92, con riferimento all'intera stagione invernale, e quindi nel periodo tra il 1 Novembre ed il 16 Aprile. Tale migliore risultato è ovviamente dovuto alla costanza della temperatura all'evaporatore che, rispetto all'impianto con evaporazione in aria, non scende mai al di sotto dei 12 °C (vedi Figura 2.3.17) nel caso di impianto geotermico. Pertanto, non si prevedono cicli di defrost durante i quali una pompa di calore con condensazione in aria non funziona propriamente.

In regime estivo, al pari delle altre configurazioni studiate, nessuna ora del periodo occupato è caratterizzata da assenza di condizioni interne confortevoli.

b) Richieste Energetiche

In Figura 2.3.17, sono riportati rispettivamente gli andamenti mensili della temperatura del suolo, oltre i 20 metri di profondità, e la temperatura dell'aria ambiente media-mensile secondo il file climatico orario "ENEA-CASACCIA" costruito appositamente per questo studio.

Le medie sopra-citate fanno riferimento solo all'intervallo temporale diurno 8.00-18.00, in modo da consentire di confrontare i livelli termici dello scambiatore esterno delle pompe di calore, tradizionale e geotermica, nelle ore di esercizio (ricordiamo che si tratta di un edificio per uffici, con utilizzo SOLO diurno). Come si vede in figura, già in fase di pre-fattibilità, è chiaro il "molto maggiore vantaggio" energetico estivo, nell'utilizzo di pompe di calore geotermiche, rispetto a quello ottenibile nella stagione invernale.
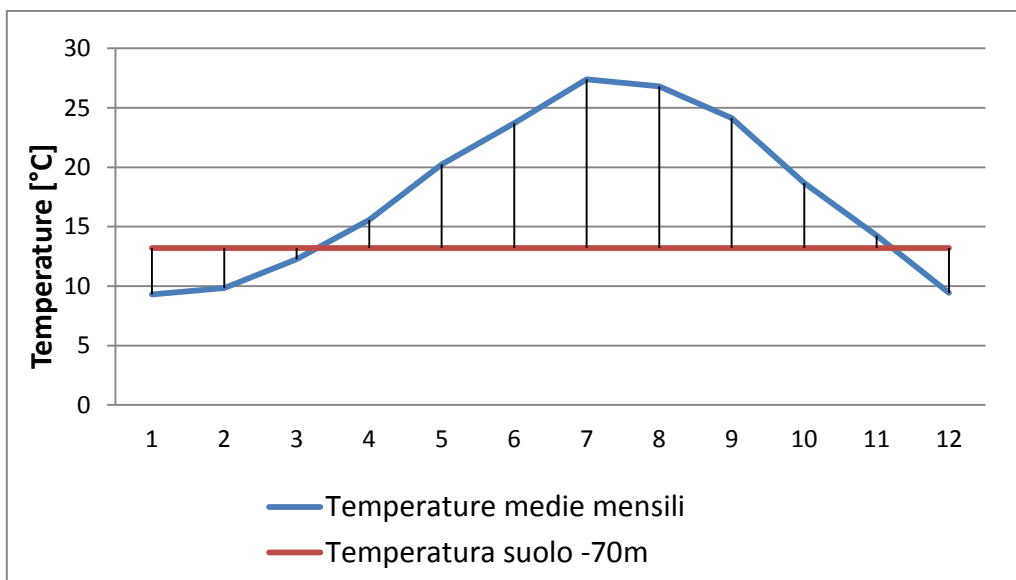
Figura 2.3.17 - Temperature di interazione scambiatore esterno: aria e terreno profondo (media mensile su ore diurne per Roma Casaccia, centro di Ricerca Enea)

Le simulazioni condotte avvalorano tale considerazione. In particolare, con riferimento all'impianto con pompa di calore geotermica, considerando anche la potenza elettrica e il connesso fabbisogno energetico necessari per veicolare l'acqua all'interno degli scambiatori a suolo, nelle Figura 2.3.18 e 2.3.19 si riportano, rispettivamente per due giorni tipici invernali (12-13 gennaio) ed estivi (15-16 Luglio), Coefficienti di prestazione e Energy Efficiency Ratio del sistema geotermico considerato.
Si sottolinea che tali COP ed EER sono calcolati come potenza rispettivamente erogata e sottratta dallo scambiatore interno, rispetto a potenza elettrica assorbita da compressore ed ausiliari.
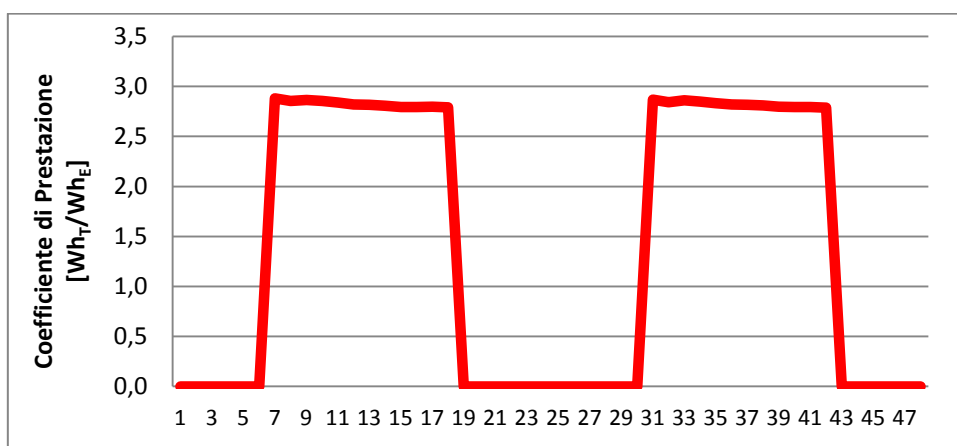
Figura 2.3.18 - Pompa di Calore geotermica: COP invernale (ausiliari inclusi per circuito sonde)
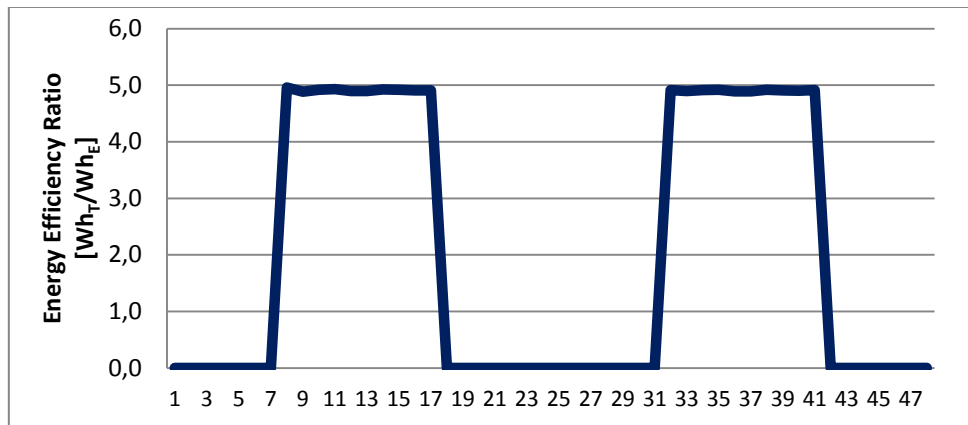
Figura 2.3.19 - Pompa di Calore geotermica: EER estivo (ausiliari inclusi per circuito sonde)

Dal confronto tra i grafici 2.3.18 e 2.3.19 emerge come il ricorso alla geotermica a bassa entalpia sia, alle latitudini in oggetto, molto più conveniente nel regime estivo che invernale, considerando un edificio climatizzato nelle sole ore diurne.
Dal punto di vista delle richieste energetiche, emergono, rispettivamente con riferimento al regime invernale ed stivo, i confronti mensili riportati alle figure 2.3.20 e 2.3.21.
In termini di energia primaria per superficie unitaria climatizzata, vi è un risparmio di circa 10.4 kWh/m^2 anno adoperando una pompa di calore geotermica invece che condensata (i.e., evaporata) ad aria, contemplando sia la stagione invernale che quella estiva. Rispetto ai 218 m^2 climatizzati, ciò comporta meno energia primaria per circa 2'735 kWh.
Dal punto di vista dei costi di gestione, considerando una tariffa unitaria dell'energia elettrica pari a 0.25 €/kWh, annualmente, la soluzione con pompa di calore geotermica determina un risparmio di 260 € circa, di cui circa 95 in regime invernale, circa 166 € in regime estivo. Tali valori emergono nelle figure 2.3.22 e 2.3.23.
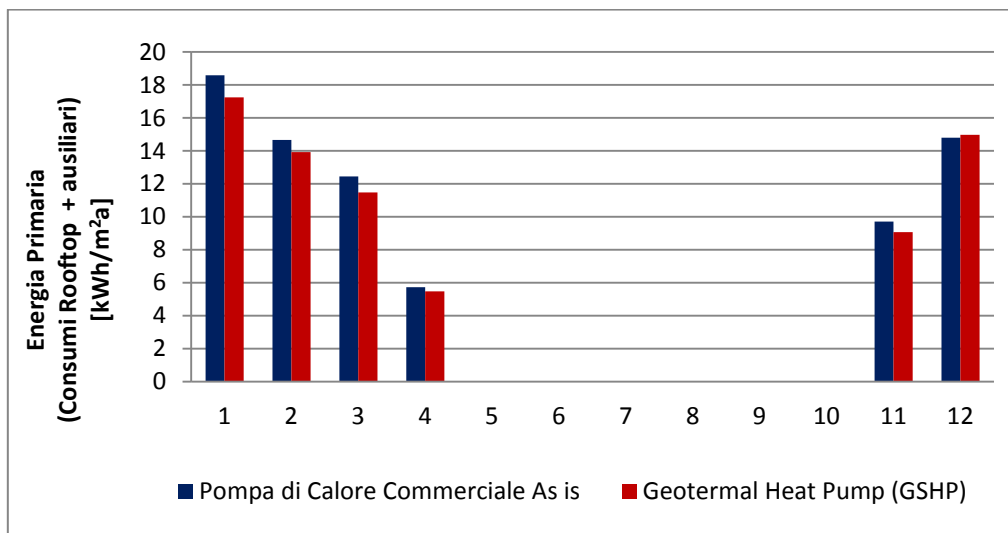
Figura 2.3.20 - Soluzioni a confronto: richiesta specifica per la climatizzazione invernale
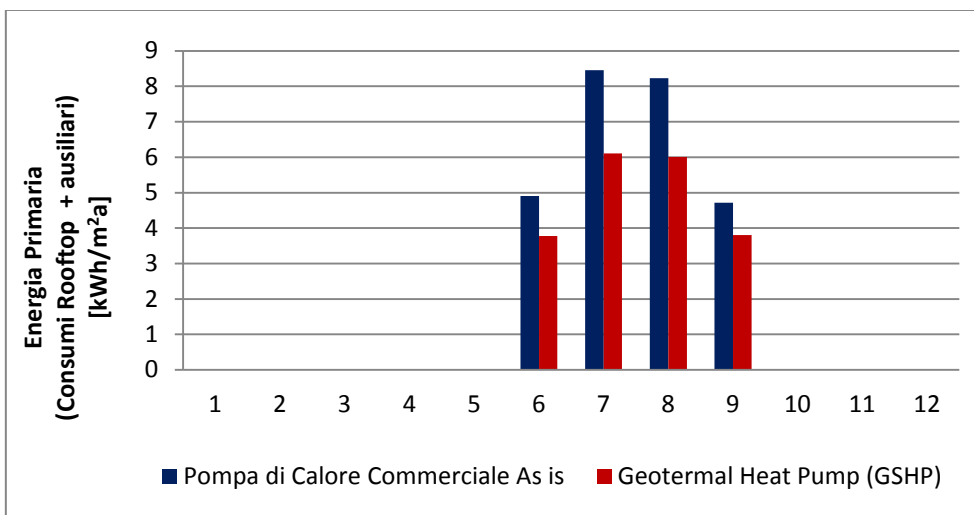
Figura 2.3.21 - Soluzioni a confronto: richiesta specifica per la climatizzazione estiva
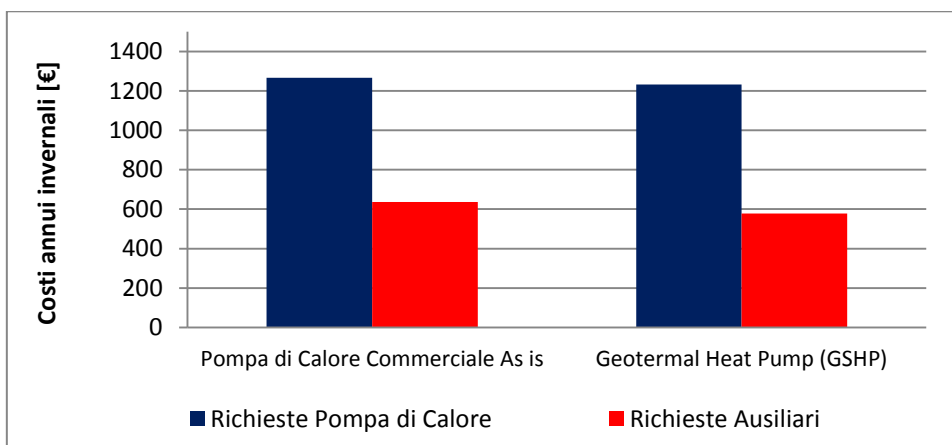
Figura 2.3.24 - Costi di gestione in regime invernale per le due soluzioni
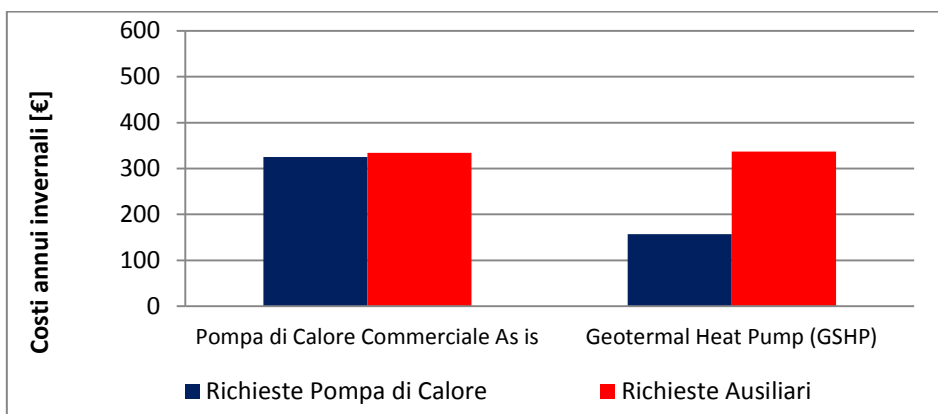
Figura 2.3.25 - Costi di gestione in regime estivo per le due soluzioni

c) Analisi tecnico-economica

Per la citata modifica impiantistica, è stata considerata la seguente voce di capitolato: fornitura e posa in opera di impianto di riscaldamento e raffrescamento geotermico, composto essenzialmente da: pompa di calore geotermica, comprensiva di accessori circuito secondario (boiler accumulo inerziale, valvolame, sensori, pompe di ricircolo, scambiatori a piastre); sezione geotermica, comprendente la perforazione, la fornitura e posa in opera degli scambiatori di calore con il terreno, cementazione del perforo con materiale specifico per geotermia, impianto di distribuzione del fluido primario (pompe di ricircolo, raccorderia, valvolame, sensori di controllo), test di pressione e circolazione per ogni sonda geotermica; prove tecniche,

collaudo e messa in funzione dell'impianto; allestimento cantiere, trasporti e logistica personale; progettazione dell'impianto geotermico per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda, con relative linee superficiali e redazione di planimetrie. Costo per unità di potenza termica utile = 1'567.
Totale costo modifica impianto = € 62'000
Stimando tali costi iniziali, è evidente la non convenienza della soluzione, almeno per quanto riguarda un intervento di modifica dell'attuale assetto impiantistico, già molto efficiente nella sua configurazione base.

2.4 Scuola delle Energie, edificio F92. Meri interventi di variazione al sistema di controllo e regolazione.

Premessa
Sino ad ora, considerando la qualità impiantistica dei sistemi, alternativi tra loro, installati presso l'edificio F92, e quindi il sistema di "Solar Heating and Cooling" e l'impianto di raffrescamento/riscaldamento con pompa di calore commerciale e parallelo sistema di ventilazione a recupero, nell'ottica di proporre "upgrade" impiantistici è stato necessario ipotizzare modifiche di tipo "hardware", e non meramente relative al sistema di controllo e regolazione.
Tale scelta è stata fatta in considerazione del fatto che si tratta di impianti, in entrambi casi, di ultima generazione, relativamente al sistema di generazione ma anche alla configurazione di tutti gli altri sotto-sistemi, e quindi distribuzione, accumulo, emissione e controllo.
Pertanto, è difficilmente ipotizzabile che tali impianti non siano già provvisti, con riferimento all'ultimo dei sotto-sistemi citati, già di un tipo di controllo del tipo ambiente per ambiente, con termostati situati nei singoli locali, che direttamente inviano impulsi di regolazione ai terminali di erogazione o alle temperature degli accumuli. Uniche significative migliorie impiantistiche devono necessariamente modificare anche la componentistica, anche con riferimento ai sistemi di generazione. Ciò è quanto stato fatto nei precedenti paragrafi 2.2 e 2.3.
In questo paragrafo, diviso in due sotto-paragrafi (2.4.1 Impianto di Solar Heating and Cooling, 2.4.2 Impianto con pompa di calore commerciale e sistema di ventilazione a recupero), invece, si proporranno dei "downgrade" impiantistici, relativamente alla sola regolazione.
In particolare, sarà svolta un'analisi energetica, microclimatica ed economica, confrontando i sistemi attualmente installati ed impianti dalle analoghe caratteristiche relativamente ai componenti principali (generazione, accumuli, distribuzione e terminali di emissione), solo caratterizzati da sistemi di gestione, regolazione e controllo più semplici e, pertanto, anche più economici nei costi di installazione.
Più nel dettaglio, oltre a valutazioni relative al comfort microclimatico ottenibile ed in merito alle richieste energetiche annuali di funzionamento, si tenterà di mostrare come un sistema di regolazione più complesso, quale quello attuale, oltre ad un ottimale controllo dei parametri microclimatici consenta anche un ritorno economico in tempi del tutto compatibili con la vita utile degli stessi sistemi.

2.4.1 Impianto di riscaldamento e raffrescamento mediante sistema di Solar Heating e Cooling

L'impianto attualmente installato presso l'edificio F92 - Scuola delle Energie al centro ENEA Casaccia - si configura come sistema di Solar Heating and Cooling dall'elevato grado di innovazione tecnologica, non solo relativamente alla tipologia impiantistica SHC, già particolarmente innovativa, ma anche per il sistema di regolazione implementato, che modula la potenza erogata o sottratta dagli ambienti in funzione della stagione, rispetto a diverse variabili, tra cui il livello termico del fluido termo-vettore disponibile agli accumuli, attraverso cui si alimentano alternativamente fan-coil o pannelli radianti, o ancora mediante legami funzionali tra le temperature agli accumuli stesse rispetto alle condizioni medie misurate in ambiente e tra loro mediate con riferimento agli ambienti principali (e quindi le aule 1 e 2 rispettivamente site al piano terra ed al piano primo, e le sale riunioni 1 e 2 anche esse distribuite sui due piani fuori terra dell'edificio). Per evitare ridondanze, si rimanda, per una completa descrizione del sistema di regolazione attualmente installato, al paragrafo 2.2 di questa relazione e principalmente ai riferimenti bibliografici [17, 18].
Per quanto riguarda l'attivazione del lato "solare" dell'impianto, e quindi relativamente alla ammissibilità di circuitazione dell'acqua tra collettori e sistema di accumulo caldo - mediante scambiatori - questa avviene

quando sono verificate determinate condizioni, tra cui un'irradianza misurata sulla superficie dei collettori di almeno 300 W/m^2 e una differenza di temperatura tra accumulo e fluido in uscita dal campo solare di almeno 3.5 °C (attivazione prima pompa), e una temperatura in uscita dal campo solare superiore agli 81° C (attivazione secondo circolatore). Analoghi complessi sistemi di regolazione sono previsti per l'attivazione del Dry-Cooler, atto a dissipare energia termica affinché le temperature nell'accumulo caldo non superino un valore di soglia stabilito in 95°C. Anche in questo caso, e quindi per una completa descrizione del sistema di regolazione "lato solare", si rimanda al paragrafo 2.2 e ai riferimenti bibliografici ivi segnalati.
Complessivamente, secondo dati forniti dall'ENEA, il costo del solo sistema di regolazione risulta, per l'impianto in esame di Solar Heating and Coling, pari ad € 16'000.
Come si farà nel seguito anche per l'impianto di raffrescamento/riscaldamento idronico con Pompa di Calore commerciale e abbinato sistema di ventilazione meccanica a recupero (al paragrafo 2.4.2), nelle sezioni seguenti saranno confrontati il sistema di regolazione attualmente installato (come desumibile dai dati precedenti, piuttosto costoso alla luce della dimensione dell'edificio), rispetto a sistemi più economici, proponendosi dei "downgrade" impiantistici, relativamente solo ai sistemi di regolazione/modulazione della potenza termica addotta e sottratta dagli ambienti.
Tali variazioni nella logica di regolazione non riguarderanno il mero "lato solare" dell'impianto. Non avrebbe senso, relativamente a tale sotto-sistema, un controllo inadeguato o semplicistico, con rozza attivazione delle pompe di circolazione o dei dissipatori (Dry-cooler), essendo questi dispositivi - con annesse logiche di controllo idonee - costitutive dei sistemi di Solar Heating and Cooling. Quello che si farà, invece, secondo accordi con l'ENEA, sarà definire sistemi di gestione degli impianti, lato adduzione/sottrazione dell'energia termica, più semplici rispetto a quello attualmente installato ed in precedenza descritto.
L'impianto attuale, come detto, presenta un costo relativo al solo sotto-sistema di regolazione pari ad euro 16'000. A tale costo, nell'ottica di procedere ad un'analisi tecnico economica di comparazione, è da sottrarsi il costo di 6'000 € legato ai dispositivi che governano l'attivazione del "lato solare" dell'impianto, che rimarranno, nelle configurazioni di seguito proposte, inalterate.

Impianto di Solar Heating and Cooling: downgrade del sistema di regolazione

Come anticipato, taluni sistemi di regolazione più semplici rispetto a quello attuale sono stati considerati:

1. Impianto con regolazione centralizzata, in cui l'impianto modula la potenza rispetto ai segnali inviati al sistema di accumulo caldo da un unico termostato posto nell'Aula 1 al piano terra.
2. Impianto con regolazione di piano/zona. Il sistema di controllo agisce sulla portata di acqua che alimenta i collettori di piano. Tre termostati sono rispettivamente collocati nell'Aula 1 al piano terra, nell'Aula 2 al piano primo, nella Hall impianti al piano seminterrato. Tali controlli termostatici regolano l'apertura/chiusura delle elettrovalvole montate in testa ai collettori.
3. Impianto con regolazione di piano/zona e correzione climatica. Configurazione similare alla regolazione 2. In questo caso, però, gli accumuli caldo e freddo variano la temperatura di set-point in funzione del livello termico esterno.

Segue più ampia descrizione di tali sistemi di regolazione, con indicazione dei relativi costi di installazione stimati. Come sopra anticipato, il "lato solare" del sistema SHC non modifica l'attuale logica di regolazione.

1. Il primo sistema di regolazione configura un controllo centralizzato. In regime invernale, un unico termostato, collocato al piano terra ed in particolare nell'Aula 1, invia impulsi di attivazione ai circolatori posti sul circuito idronico, dall'accumulo caldo ai terminali di impianto. Si prevede che sia attivato il solo sistema di ventilconvettori. L'accumulo caldo è costantemente mantenuto a 55°C durante le ore di occupazione dell'edificio. L'adduzione a questo di energia termica avviene preferibilmente da parte del "lato solare" dell'impianto. In assenza di sufficiente radiazione o in caso di elevate potenze di picco richieste da parte dell'edificio, tale livello termico sarà ottenuto mediante attivazione della caldaia ad integrazione. Anche in regime estivo il sistema di regolazione sarà del tipo centralizzato. Il medesimo termostato posto nell'Aula 1 al piano terra invierà segnali di attivazione ai circolatori posti sul circuito idronico dall'accumulo freddo verso i terminali di impianto. Si prevede che sia attivato il solo sistema di ventilconvettori. L'accumulo freddo è costantemente mantenuto a 7°C durante le ore di occupazione dell'edificio. Come nella regolazione

attuale, la macchina ad assorbimento atta a garantire che l'accumulo freddo sia mantenuto a 7°C è a preferibile attivazione solare. Qualora la temperatura nella parte superiore dell'accumulo caldo risultasse inferiore ad 80 °C, l'alimentazione dell'assorbitore sarà assicurata dalla caldaia ad integrazione. Il medesimo termostato di modulazione dei circolatori comanda l'accensione e lo spegnimento dei ventilatori dei fan-coil ambiente. Il sistema di regolazione proposto presenta un costo pari ad € 6'700. Tale costo include la elettropompa ad inverter con centralina elettronica (nella configurazione attuale i ventilconvettori sono alimentati a portata costante e temperatura variabile) per la modulazione della portata (€. 500.00), un termostato ambiente e relativo collegamento ai ventilatori dei fan-coil e al sistema di distribuzione (€ 200.00), il sistema di gestione "lato solare" dell'impianto, per € 6'000. Nel seguito, tale sistema, nei grafici e nelle elaborazioni, sarà chiamato "**SHC Controllo centralizzato**".

2. Il secondo sistema di regolazione configura un controllo di zona. Stante la non contemporaneità nell'utilizzo dei piani, si prevede la suddivisione dell'edificio in tre zone termiche. In particolare, tre diversi collettori veicoleranno l'acqua ai terminali del piano terra, piano primo e seminterrato. Piuttosto che dividere le zone termiche secondo criteri legati alla esposizione di ciascun ambiente, si è optato per una divisione "di piano". Il tipo di regolazione funziona attraverso termostati installati rispettivamente nelle Aule 1 (piano terra), Aula 2 (primo piano) e Hall Impianti (piano seminterrato). Tali termostati regolano la portata d'acqua di alimentazione ai ventilconvettori in funzione dei livelli termici rilevati in ambiente, così come la accensione e lo spegnimento dei fan dei mobiletti ventilconvettori. Non è previsto che varino i livelli termici degli accumuli caldo (55°C nella stagione invernale) e freddo (7°C nella stagione estiva). Anche in questo caso, la attivazione preferenziale della adduzione/sottrazione di energia all'accumulo caldo avviene rispetto all'energia solare. Quando i livelli termici nell'accumulo non sono sufficienti all'alimentazione dell'impianto di riscaldamento o della macchina ad assorbimento in regime estivo, interviene la caldaia ad integrazione. Si prevedono, pertanto, oltre a collettori differenziati per piano (dotati di by-pass tra mandata e ritorno, con opportuno sistema di taratura), valvole di modulazione, con attuatore elettrotermico, in testa ai collettori di mandata. Sul circuito principale è previsto by-pass, affinché, in presenza di chiusura delle elettrovalvole, comunque le pompe veicolino una portata costante. Si prevede un costo complessivo pari a € 7'170.00, dovuto all'installazione dei tre termostati (€ 300.00 complessivamente), alle tre valvole servo-comandate (sovra-costo € 60 per collettore), ai tre collettori di distribuzione invece dell'unico presente nella configurazione base (€ 180 a collettore, del tipo 4+4), ai collegamenti con il sistema di distribuzione (€ 150.00). Nel seguito, tale sistema, nei grafici e nelle elaborazioni, sarà chiamato "**SHC Controllo di Piano**". Il lato solare dell'impianto, con sistema di regolazione valutato in € 6000.00, è il medesimo dell'impianto base attuale.
3. Il terzo sistema di regolazione, secondo un livello crescente di complessità tecnologica, configura un controllo di zona con correzione climatica delle temperature agli accumuli. Stante la non contemporaneità nell'utilizzo dei piani, si prevede la suddivisione dell'edificio in tre zone termiche. In particolare, tre diversi collettori veicoleranno l'acqua ai terminali del piano terra, piano primo e seminterrato. Più in dettaglio, considerando la medesima tipologia funzionale dei piani terra e primo della Scuola dell'Energie, si è ipotizzato che in taluni giorni possa essere utilizzato solo uno dei piani piuttosto che entrambi. Discorso ovviamente diverso riguarda il livello seminterrato, in cui è comunque necessario mantenere livelli termici adeguati alle operazioni tecniche degli addetti, anche se non idonei ad un vero e proprio comfort microclimatico. In maniera del tutto analoga a quella descritta per il sistema di regolazione di cui al punto precedente, il sotto-sistema di controllo funziona attraverso termostati installati nelle Aule 1, Aula 2 e Hall Impianti. Tali termostati regolano la portata d'acqua - intervenendo sui collettori di piano - di alimentazione ai fan-coil in funzione dei livelli termici rilevati negli ambienti in cui sono collocati. Diversamente dalla tipologia di sistema di regolazione descritta al punto 2, è prevista anche una correzione climatica delle temperature negli accumuli. In particolare, i valori di set-point, variano in funzione del livello termico esterno, secondo il seguente criterio:

- *INVERNO: la temperatura nell'accumulo caldo varia in funzione della temperatura esterna. Per livelli termici outdoor superiori a 10 °C, l'accumulo caldo sarà mantenuto a 45°C; con livelli termici esterni compresi tra 5 e 10°C, l'accumulo caldo sarà mantenuto a 50°C; per temperature esterne inferiori a 5°C, la temperatura di set-point all'accumulo caldo sarà 55°C. I livelli termici dell'accumulo caldo sono quelli ai quali sono alimentati i ventilconvettori. Qualora il "lato solare" dell'impianto non riuscisse a garantirli, interverrebbe la caldaia integrativa.*
- *ESTATE: la temperatura nell'accumulo freddo varia in funzione della temperatura esterna. Per livelli termici outdoor superiori a 30°C, l'accumulo freddo sarà mantenuto a 6°C; con livelli termici esterni compresi tra 25 e 30°C, l'accumulo caldo sarà mantenuto a 10°C; per temperature esterne inferiori a 25°C, la temperatura di set-point all'accumulo freddo sarà 14°C. Tali livelli termici sono quelli di alimentazione dei ventilconvettori. Qualora il "lato solare" dell'impianto non riuscisse a garantire idonea alimentazione della pompa di calore ad assorbimento, si prevede attivazione della caldaia integrativa.*

E' stato stimato un costo complessivo, per tale configurazione della logica di regolazione, pari ad € 8'130.00, dati dalla somma del sotto-sistema di regolazione "lato solare" dell'impianto (€ 6'000), installazione dei tre termostati di piano (€ 300.00 complessivamente), valvole da montare in testa ai collettori (sovra-costo € 60 per collettore), tre collettori di distribuzione (€ 180 a collettore, del tipo 4+4), collegamenti con il sistema di distribuzione (€ 150.00), centralina climatica (€ 600) e adeguamento termostati agli accumuli (€ 180/accumulo).
Nel seguito, tale sistema, nei grafici e nelle elaborazioni, sarà chiamato "**SHC Controllo di Piano + Climatica**". Il lato solare dell'impianto, con sistema di regolazione valutato in € 6000.00, è il medesimo dell'impianto base attuale.

Confronto risultati energetici

Con riferimento alle tipologie di impianto sopra descritte, è qui riportato un confronto tra i risultati energetici ottenuti, in funzione della stagione di riscaldamento e raffrescamento.
Per la stagione invernale, in Figura 2.4.1 sono presentate le richieste di energia primaria mensili ottenute dalle simulazioni effettuate con TRNSYS 17. I valori sono in termini di energia primaria, espressi in kWh/m^2.
Le richieste energetiche riportate alle figure 2.4.1 contemplano anche l'energia richiesta per il funzionamento degli ausiliari, e quindi pompe di circolazione e ventilatori.
La soluzione base, quella attualmente installata ed analizzata nel dettaglio al paragrafo 2.2 di questa relazione (in termini di confronto con soluzioni di "upgrade"), in questa sezione rappresenta la soluzione maggiormente di pregio dal punto di vista dei costi energetici.
Partendo, infatti, dai circa 164.9 kWh/m^2 richiesti per la sola climatizzazione invernale della soluzione base (si ricorda che non sono contemplati gli apporti gratuiti, vedi paragrafo 2.2), i costi energetici e quindi - come vedremo - economici, aumentano per le configurazioni con sistema di controllo meno pregiato. In particolare, tali richieste energetiche risultano:

- Impianto con controllo centralizzato: energia primaria richiesta per il riscaldamento invernale = 244.0 kWh/m^{2}a (+48% rispetto alla soluzione base, attuale).
- Impianto con controllo di piano: energia primaria richiesta per il riscaldamento invernale = 252.0 kWh/m^{2}a (+52% rispetto alla soluzione base, attuale).
- Impianto con controllo di piano e regolazione climatica degli accumuli: energia primaria richiesta per il riscaldamento invernale = 209.3 kWh/m^{2}a (+27% rispetto alla soluzione base, attuale).
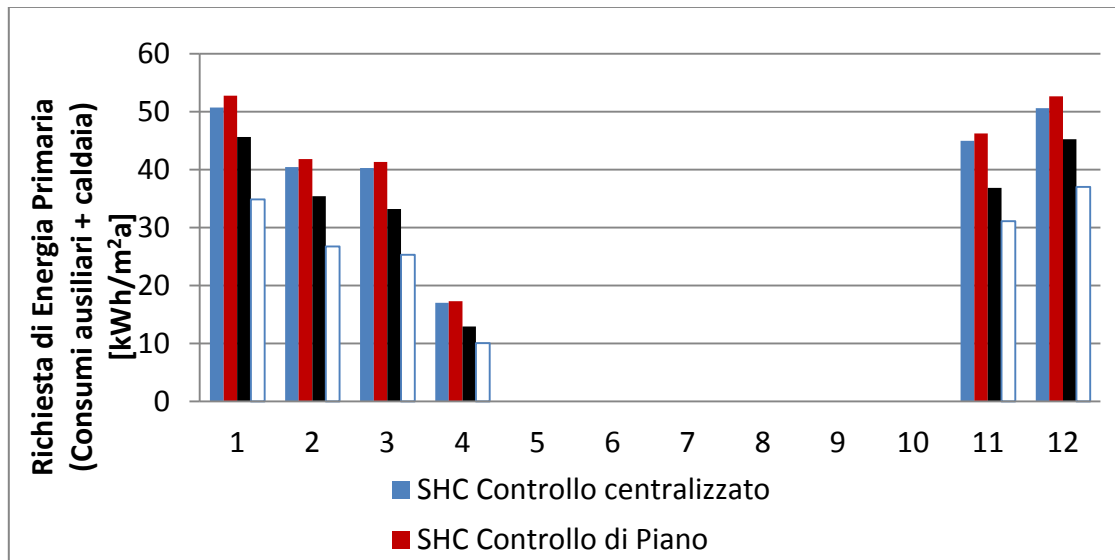
Figura 2.4.1 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale di una superficie unitaria dell'edificio

Analogamente a quanto visto per la stagione invernale, per il regime estivo, in Figura 2.4.2 sono riportati i consumi di energia primaria per m^2 di superficie climatizzata. In questo caso, dalle simulazioni si è ottenuto che le richieste dell'impianto attuale sono pari a 27.1 kWh/m^2. Anche in questo caso, i risultati energetici includono le richieste degli ausiliari.

Relativamente al mero fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva di una superficie unitaria dell'edificio F92, dividendo quindi il fabbisogno di energia elettrica per il rendimento del parco termoelettrico nazionale e per la superficie utile climatizzata dell'edificio (180 m^2, in questa configurazione impiantistica), risulta:

- Impianto con controllo centralizzato: energia primaria richiesta per il raffrescamento estivo = 40.6 kWh/m^2a (+46% rispetto alla soluzione base, attuale).
- Impianto con controllo di piano: energia primaria richiesta per il raffrescamento estivo = 28.1 kWh/m^2a (+2% rispetto alla soluzione base, attuale).
- Impianto con controllo di piano e regolazione climatica degli accumuli: energia primaria richiesta per il raffrescamento estivo = 28.0 kWh/m^2a (+1% rispetto alla soluzione base, attuale).
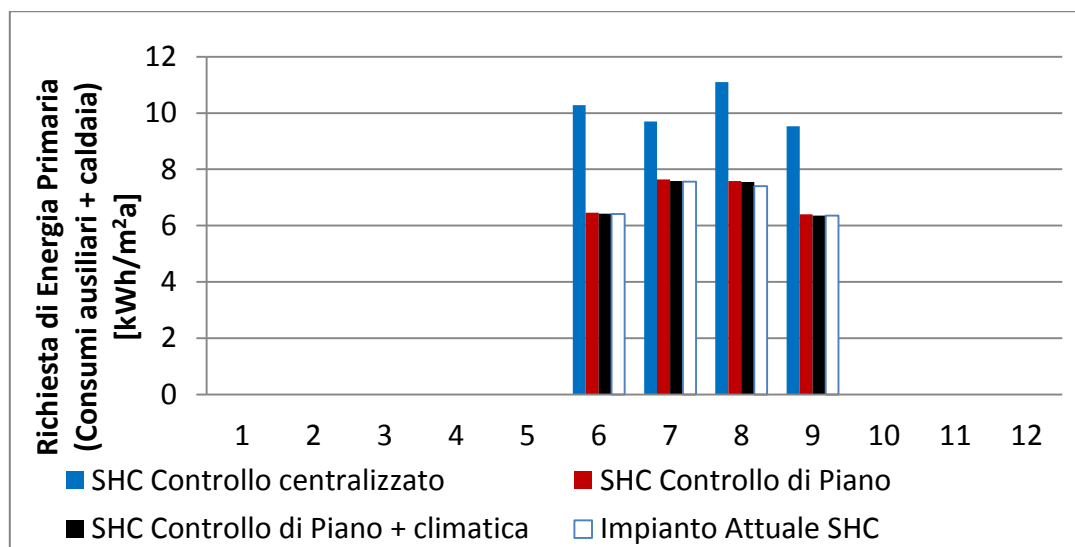
Figura 2.4.2 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva di una superficie unitaria dell'edificio

Nelle Figure 2.4.3 e 2.4.4, su base annuale, si riportano i costi economici derivanti dall'adozione alternativa tra le varie soluzioni impiantistiche proposte. Come già visto al precedente paragrafo 2.2, i costi di esercizio relativi ad un anno intero, considerando quindi sia l'estate che l'inverno, sono pari a 3'584 €/anno per quanto riguarda l'impianto attuale di Solar Heating and Cooling.

Tra le configurazioni alternative proposte, nessuna presenta riduzione di tali costi. Al contrario, si registrano significativi aumenti. In particolare, soprattutto il fabbisogno energetico-economico per la configurazione invernale cresce in maniera accentuata. I risultati sono di seguito riportati:

- Impianto SHC con controllo centralizzato: costo annuo per la climatizzazione invernale ed estiva pari a 5'143 €, con incremento percentuale, rispetto alla configurazione attuale, pari al 43% (i.e., extracosto di gestione di 1'557 €/anno).
- Impianto con controllo di piano: costo annuo per la climatizzazione invernale ed estiva pari a 5'065 €, con incremento percentuale, rispetto alla configurazione attuale, pari a 41% (i.e., extracosto di gestione di 1'481 €/anno).
- Impianto con controllo di piano e regolazione climatica degli accumuli: costo annuo per la climatizzazione invernale ed estiva pari a 3'584 €, con incremento percentuale, rispetto alla configurazione attuale, pari al 21% (i.e., extracosto di gestione di 755 €/anno).
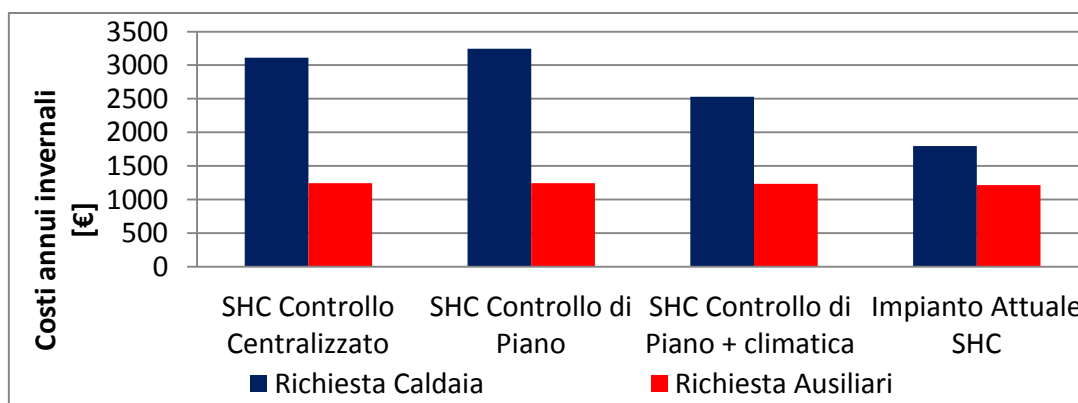
Figura 2.4.3 - Costi economici, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale dell'edificio
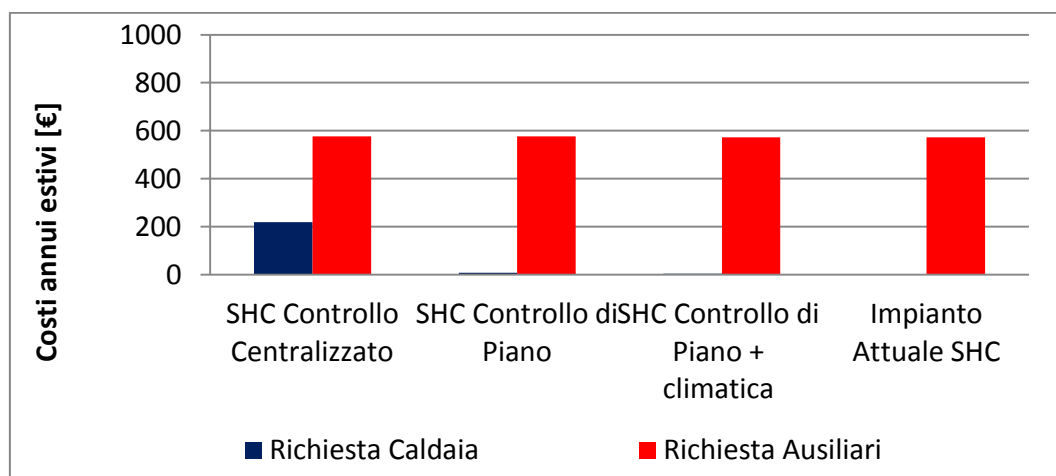
Figura 2.4.4 - Costi economici, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva dell'edificio

Nel seguito, ed in particolare nell'analisi economica, si vedrà come gli extra-costi di installazione di un impianto con regolazione più efficiente sono, alla luce degli ottenibili risparmi annui, pienamente ammortizzabili.

Analisi microclimatica di confronto tra le varie soluzioni
Con riferimento a giorni tipici centrali delle stagioni di raffrescamento e riscaldamento, le figure 2.4.5 e 2.4.6 riportano i livelli termici registrati in ambiente:

- dal 10 al 14 Gennaio → Figura 2.4.5
- dal 9 al 13 Luglio → Figura 2.4.6

Come anche effettuato al paragrafo precedente (2.2), relativo alle variazioni "hardware" degli impianti, le analisi sono condotte sui valori della temperatura media di quattro ambienti: Aula 1 e Sala Riunioni 1 per il piano terra; Aula 2 e Sala Riunioni 2 per il primo piano.
In figura 2.4.5 si vede come, in giorni tipici della stagione di riscaldamento, l'impianto con configurazione più pregiata sia più costante nel mantenere a regime gli ambienti climatizzati nella stagione di riscaldamento. La figura contempla le sole ore lavorative, e quindi dalle 8.00 del mattino alle 18.00. Di contro, l'impianto con condizioni medie più instabili è ovviamente quello con mero controllo centralizzato.
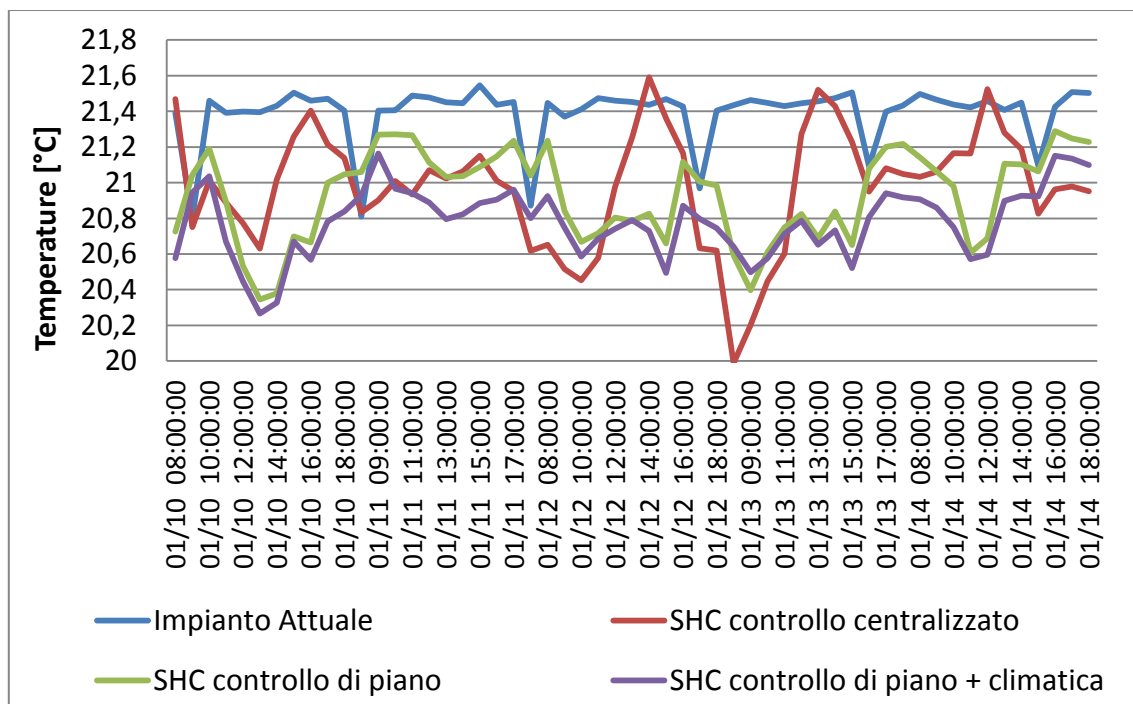
Figura 2.4.5 - Temperature invernali mediate (aula 1, aula 2, sala riunioni, area break) al variare della tipologia Impiantistica (periodo di riferimento: 10-14 Gennaio)
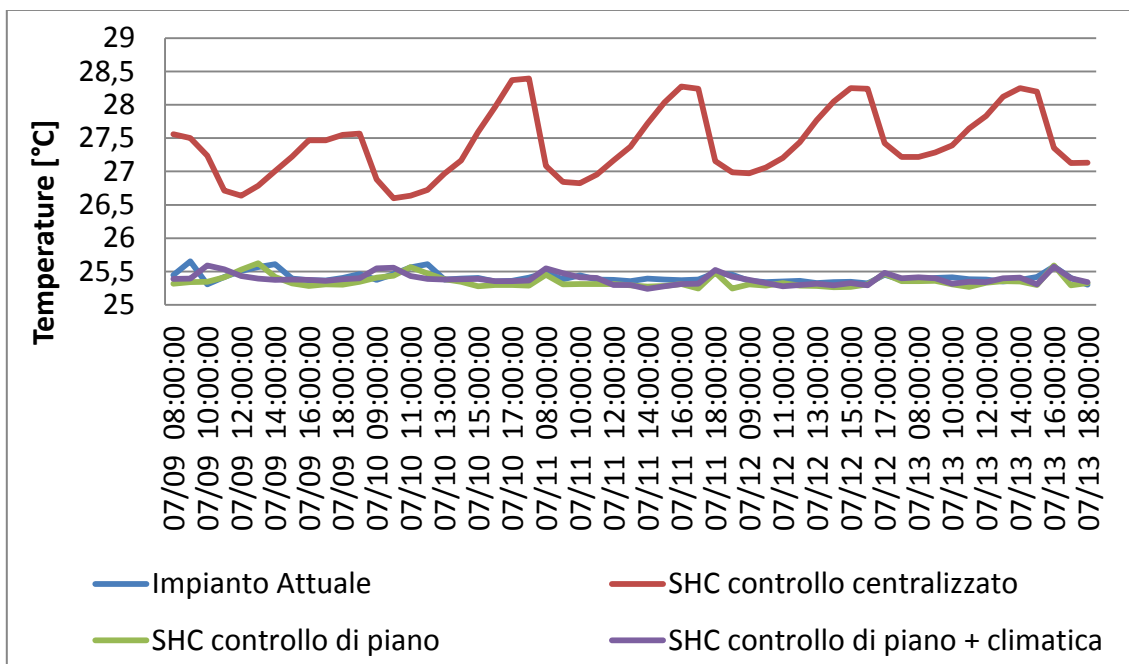
Figura 2.4.6 - Temperature estive mediate (aula 1, aula 2, sala riunioni, area break) al variare della tipologia Impiantistica (periodo di riferimento: 09-13 Luglio)

Per quanto riguarda il regime estivo, in figura 2.4.6 emerge con chiarezza come all'aumentare del pregio della soluzione per la regolazione, e quindi passando da un tipo di controllo centralizzato ad uno ambiente per ambiente, si riesca, anche con un significativo risparmio energetico, ad ottenere migliori e molto più uniformi condizioni termiche in ambiente nelle ore lavorative.
Anche in questo caso, i grafici fanno esclusivo riferimento alle temperature, mediate, degli ambienti principali al piano terra (Aula 1 e Sala Riunioni 1) ed al piano primo (Aula 2 e Sala Riunioni 2).
Il sistema di controllo centralizzato, oltre a determinare un extracosto energetico del 46%, determina, come vedremo nel grafico 2.4.7, anche un peggioramento delle condizioni microclimatiche medie relative all'intera stagione.

In figura 2.4.7, infine, con riferimento alle temperature medie dei principali ambienti climatizzati sopra descritti, sono state individuate - in percentuale sulle ore occupate dell'edificio - le ore di comfort nel periodo di funzionamento dell'impianto di climatizzazione, intese come ore nelle quali il sistema riesce a garantire i livelli termici desiderati, ovvero un minimo di 20 °C nella stagione invernale ed un massimo di 26 °C in quella estiva.
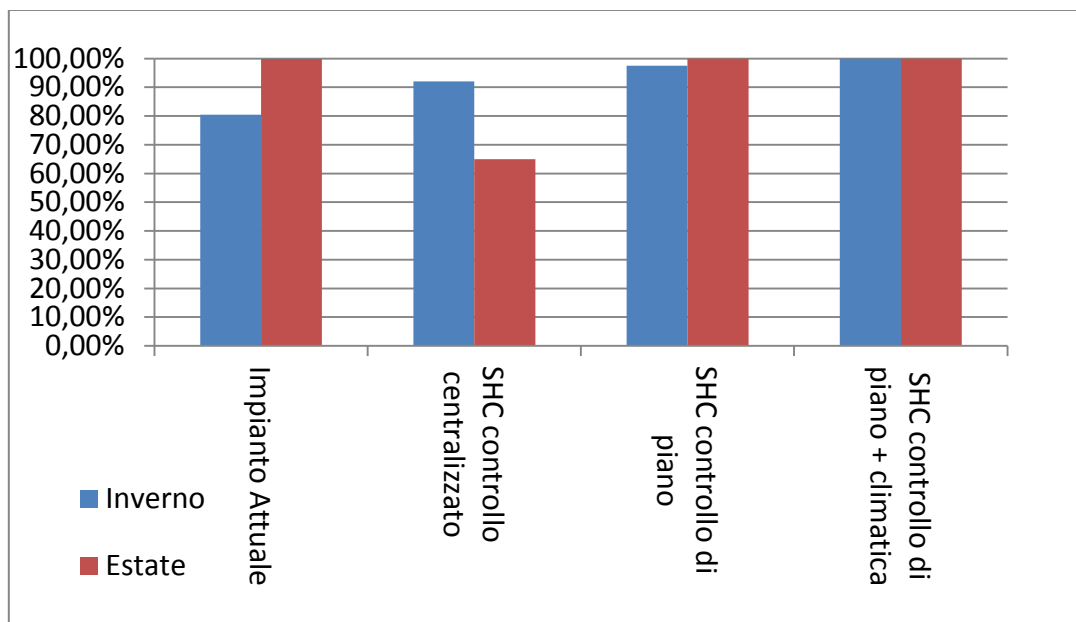
Figura 2.4.7 - Indicatori di Prestazione di temperatura, relativi alle intere stagioni di riscaldamento e raffrescamento, al variare della tipologia impiantistica

Tale indicatore, come già descritto nei paragrafi precedenti, prenderà il nome di Indice PI_T (Performance Index) e rappresenta la percentuale di ore confortevoli termicamente rispetto alla totalità delle ore di occupazione dell'edificio. In figura 2.4.7, si evince come siano completamente da escludere regolazioni di tipo centralizzato.
Di contro, i sistemi di regolazione di zona, sebbene determinino più elevate richieste energetiche rispetto alla regolazione ambiente per ambiente, riscaldando e raffrescando in maniera più spinta, inducono condizioni minime di benessere termico lievemente migliori.
Alla luce dei significativi risparmi energetici ottenibili, comunque, l'impianto attuale è sicuramente preferibile. Tale considerazione nasce dal pregio della soluzione per quanto concerne la riduzione dei costi energetici ed economici, e soprattutto da considerazioni relative al fatto che, al netto del sistema di controllo del lato solare dell'impianto, gli extracosti di installazione del più pregiato sistema di regolazione sono il linea con la complessità della tecnologia adoperata.

Analisi di fattibilità tecnico-economica
E' qui condotta un'analisi di fattibilità economica, volta a valutare, da un punto di vista di congruità dell'investimento, se una soluzione di controllo pregiata (quella attuale) sia conveniente rispetto a soluzioni dal modesto livello tecnologico.
Pertanto, la configurazione di riferimento - rispetto cui sono condotte le analisi economiche - sarà quella più semplice, con controllo centralizzato rispetto ad un unico ambiente di riferimento (Aula 1 al piano terra). I costi di installazione dei sistemi di regolazione sono quelli in precedenza descritti. Al netto dei costi di installazione del sistema di riferimento (€ 6700.00), risultano i seguenti costi extra, per regolazioni progressivamente più pregiate:

- Controllo di piano: extra-costo del sistema di regolazione stimato in € 470 (i.e., 7'170 € - 6700 €). Il risparmio economico annuo stimato dai calcoli con TRNSYS sarebbe pari ad 76 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente.
- Controllo di piano più regolazione climatica: extra-costo del sistema di regolazione stimato in € 1'430.00 (i.e., 8'130 € - 6'700 €). Il risparmio economico annuo stimato dai calcoli con TRNSYS sarebbe pari a 802 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente.
- Controllo attuale: extra-costo del sistema di regolazione stimato in € 9'300 (i.e., 16'000 € - 6'700 €). Il risparmio economico annuo stimato dai calcoli con TRNSYS sarebbe pari a 1'557 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente.

I calcolati indicatori economici sono riportati in tabella 2.4.I

Tabella 2.4.I - Valori del SPB, DPB, VAN e IP per tutte le soluzioni alternative proposte

	SPB (anni)	DPB (anni)	VAN (€)	IP
SHC con controllo di piano	6.2	7.5	477	1.0
SHC con controllo di piano e correzione climatica	1.8	2.1	8564	6.0
SHC Regolazione attuale	5.9	7.2	10116	1.1

I calcolati indicatori economici sono riportati in tabella 2.4.I. Immediatamente, si nota come ciascun intervento di regolazione migliorata, dal più basico con regolazione di piano piuttosto che centralizzata, fino a quello attuale con complesso meccanismo di controllo dei set-point e delle temperature medie ambiente (vedi paragrafo 2.2), mostrino indici economici soddisfacenti.
In particolare, andando a valutare i costi di investimento, il valore attuale netto e il rientro economico attualizzato, l'attuale prevista regolazione mostra una piena fattibilità tecnico-economica. Attualizzando i flussi di cassa, infatti, è quella che presenta un VAN più altro rispetto a tutte le altre configurazioni, con un indice di profitto pienamente soddisfacente.
Ancora, risulta pienamente soddisfacente anche una regolazione di zona, con divisione dei singoli piani in diverse zone termiche, con controllo delle temperature agli accumuli in funzione delle condizioni climatiche esterne.

2.4.2 Impianto di riscaldamento e raffrescamento mediante pompa di calore commerciale del tipo aria-acqua e impianto di ventilazione con recupero di calore: downgrade al sistema di regolazione.

Come discusso al precedente paragrafo 2.3, il sistema di climatizzazione si compone, nella sua interezza, di un impianto per la mera ventilazione meccanica con recupero di calore di tipo entalpico (efficienze nominali di recupero uguali a 0.70 sensibile e 0.65 latente) cui è abbinato un sistema idronico di riscaldamento e raffrescamento, in cui l'emissione di energia avviene attraverso ventilconvettori, mentre la generazione è garantita da ricorso a pompa di calore reversibile del tipo aria-acqua con condensazione in aria, di taglia pari a 38 kW_t, 34 kW_f.
Il recuperatore di calore è di tipo entalpico, e provvede ad uno scambio energetico in controcorrente tra la portata di rinnovo e la portata d'aria ripresa dagli ambienti e destinata all'espulsione, consentendo una ventilazione controllata degli ambienti di cui al piano terra ed al piano primo.
Relativamente a tutti i dettagli - per quanto riguarda il layout spaziale del sistema, le portate veicolate, i livelli termici all'immissione - una esaustiva descrizione è riportata al paragrafo 2.3.3.
In questa sezione, diversamente, si svolgeranno approfondimenti relativi al sistema di regolazione. Trattandosi di impianto in progettazione, in conformità alle attuali prescrizioni di legge (si ricorda che già il D.Lgs. 192/2005, all'allegato I, poi abrogato in seguito all'emanazione del D.P.R. 59/2009, prevedeva al punto 12 l'installazione di dispositivi per la regolazione automatica della temperatura ambiente con riferimento ai singoli locali e/o per quanto riguarda le singole zone aventi caratteristiche di uso ed esposizione uniformi), ed in considerazione dell'utilizzo dell'edificio, di tipo "educational", si è stabilito che la regolazione sia del tipo ambiente per ambiente.
In particolare, è previsto che sul collettore di distribuzione vi siano, in corrispondenza di ogni circuito di derivazione ai singoli ventil-convettori, valvole elettrotermiche a due vie, il cui grado di apertura/chiusura è gestito da termostati, posizionati in ciascun ambiente. In tal modo si modula la potenza termica erogata e sottratta dal singolo terminale. Il medesimo termostato invia segnali di accensione/spegnimento al ventilatore del fan coil. Sul circuito primario si prevede tronco di bypass mandata-ritorno affinché vi sia comunque circuieazione a portata costante, anche in presenza di chiusura di uno o più circuiti di alimentazione dei ventilconvettori.
Tal sistema di regolazione presenta un costo, stimato in prima battuta, pari a 100 € per il termostato di ciascun ambiente, con maggiorazione pari a 600 di sovra-costo per valvole elettrotermiche (10 valvole) sul collettore). Si stimano, rispetto ad una configurazione standard di impianto senza connessione tra termostati ambiente e ventilconvettori e altresì privo di ramificazione di by-pass sul circuito primario, un ulteriore costo addizionale di 50 €/ambiente. Tale ultima voce include il collegamento in parallelo di tutti i

termostati per comandare lo spegnimento della pompa di calore. Complessivamente, oltre ai sistemi di controllo già inclusi nella pompa di calore commerciale, l'extracosto complessivo del sistema di regolazione rispetto ad una configurazione standard con mero controllo sulla pompa di calore risulta di 2100.00 €. Tale extracosto, ovviamente, non tiene conto del collettore del tipo 10+10, in ogni caso da installare, per il quale si presume un prezzo - installazione inclusa - pari a 350 €.

Impianto idronico più ventilazione meccanica: downgrade del sistema di regolazione

Secondo accordi con l'ENEA, sono stati considerati - rispetto a quello attuale - taluni sistemi di regolazione più semplici, secondo livelli crescenti di pregio. Tali sistemi sono di seguito elencati e poi, con riferimento a ciascuno di questi, ne sono descritti i costi di installazione:

1. impianto con regolazione solo sui livelli termici del fluido termo-vettore di mandata dalla pompa di calore reversibile, mediante rilevazione da sonda di temperatura posta sul ritorno.
2. Impianto con regolazione centralizzata, in cui l'impianto modula la potenza rispetto ai segnali inviati alla pompa di calore da un unico termostato posto in ambiente, ed in particolare nell'Aula 1 al piano terra.
3. Impianto con regolazione di piano. Tre termostati sono rispettivamente collocati nell'Aula 1 al piano terra, nell'Aula 2 al piano primo, nella Hall impianti al piano seminterrato. Tali controlli termostatici regolano l'apertura/chiusura delle elettrovalvole montate in testa ai collettori di piano, a modulazione della portata veicolata. La regolazione è di tipo "di zona".

Segue più ampia descrizione di tali sistemi di regolazione, con indicazione dei relativi costi di installazione stimati.

1. Sistema di regolazione con mero controllo mediante termostato posto sul ritorno alla pompa di calore. Tale sistema prevede modulazione della temperatura dell'acqua di mandata, in entrambe le stagioni di riscaldamento e raffrescamento, rispetto alle condizioni termiche in ambiente che si riflettono sull'energia emessa in inverno e sottratta in estate e che vanno a influenzare la temperatura di ritorno al sistema di generazione. Non è prevista altra correzione nel funzionamento dell'impianto, tantomeno di tipo "climatica". L'impianto non prevede, pertanto, extra-costi di installazione. Rispetto a questo sistema, il più elementare possibile, saranno effettuate le analisi di fattibilità tecnico-economiche delle varie alternative, inclusa quella caratterizzante l'impianto attuale. Nel seguito del paragrafo, tale sistema, nei grafici e nelle elaborazioni, sarà chiamato "**Impianto controllo termostato PdC**".
2. Il secondo tipo di sistema di regolazione, come detto, configura un controllo centralizzato. Un unico termostato dell'aria ambiente, collocato al piano terra ed in particolare nell'aula 1, invia impulsi di regolazione alla pompa di calore reversibile. Il sistema di generazione, in entrambe le stagioni, invernale ed estiva, varia il livello termico dell'acqua di mandata ai terminali, regolandosi rispetto all'unica sopra-citata zona di riferimento. L'impianto di ventilazione meccanica, invece, dotato del recuperatore di calore di tipo passivo già descritto in precedenza, continua a funzionare durante l'intero periodo di occupazione dell'edificio, senza nessun tipo di controllo, non previsto nemmeno nella configurazione attuale. L'extracosto impiantistico, rispetto alla configurazione con mero controllo sulla temperatura di ritorno visto al punto 1 dell'elenco di cui sopra, è stimato essere pari a circa € 350.00. Tale costo contempla il termostato ambiente al piano terra (€ 100.00), con relativi collegamenti, e controllo mediante centralina elettronica (€ 250.00) sul compressore della pompa di calore reversibile. Nel seguito, tale sistema, nei grafici e nelle elaborazioni, sarà chiamato "**Controllo centralizzato**".
3. Secondo un livello qualitativo complessivamente crescente, l'ultimo sistema "downgrade" analizzato è quello che prevede una regolazione "di zona" (rispetto a quella attuale, più pregiata, del tipo "ambiente per ambiente"). Alla luce di considerazioni effettuate relativamente alla tipologia di destinazione d'uso, piuttosto che dividere le zone termiche secondo criteri legati alla esposizione di ciascun ambiente rispetto ai punti cardinali, si è optato per una divisione "di piano". In particolare, considerando una evidente "specularità" dei piani terra e primo della Scuola dell'Energie, si è ipotizzato che in taluni giorni possa essere utilizzato solo uno dei piani piuttosto

che entrambi. Discorso ovviamente diverso riguarda il livello seminterrato che, in virtù delle funzioni ospitate (deposito, hall impianti, e garage), rappresenta una zona termica a se stante, infatti caratterizzata, come descritto nel precedente paragrafo 2.3, da livelli termici distinti, principalmente nelle ore di funzionamento. Il tipo di regolazione funziona attraverso termostati installati rispettivamente nelle Aule 1 (piano terra), Aula 2 (primo piano) e Hall Impianti (piano seminterrato). Tali termostati, in funzione dei livelli termici rilevati in ambiente, rispetto alle condizioni di set-point, modulano attraverso valvole micrometriche la portata veicolata dai collettori di piano (tre collettori, uno per ciascun livello, con opportuni by-pass e sistema di taratura), poi distribuita ai terminali situati nei singoli ambienti. In parallelo, i termostati regolano la accensione e lo spegnimento della pompa di calore reversibile. La regolazione, quindi, è di tipo "di zona". Si prevede un costo complessivo pari a € 1470.00, dovuto all'installazione dei tre termostati (€ 300.00 complessivamente), alle tre valvole servo-comandate (€ 60 cadauna), ai tre collettori di distribuzione invece dell'unico presente nella configurazione base (€ 180 a collettore, del tipo 4+4), ai collegamenti con il sistema di distribuzione (€ 150.00). Nel seguito, tale sistema, nei grafici e nelle elaborazioni, sarà chiamato "**Controllo di Piano**".

Confronto risultati energetici

Segue, con riferimento alle tipologie impiantisce sopra descritte, un confronto tra i risultati energetici ottenuti, in funzione della stagione di riscaldamento e raffrescamento.

In Figura 2.4.8 sono presentate, con riferimento alla stagione invernale, le richieste di energia primaria mensili ottenute dalle simulazioni effettuate mediante EnergyPlus 7.2.0. Su base stagionale, in termini di energia primaria, sono state determinate tali prestazioni, espresse in kWh/m^2.
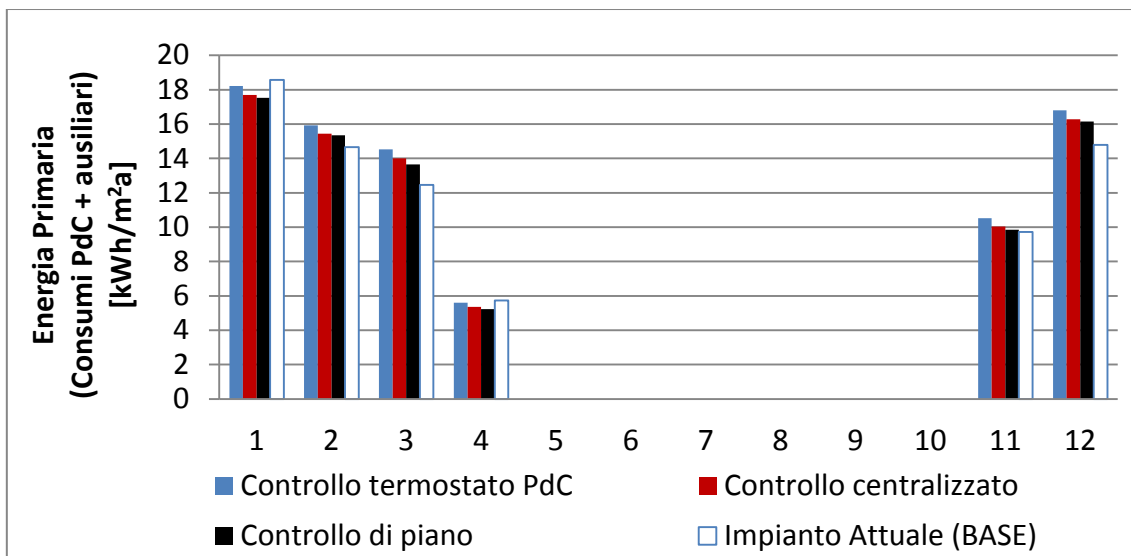
Figura 2.4.8 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale di una superficie unitaria dell'edificio

La soluzione base, quella attualmente installata ed analizzata nel dettaglio al paragrafo 2.3 di questa relazione (in termini di confronto con soluzioni di "upgrade"), in questa sezione rappresenta, ovviamente, la soluzione maggiormente di pregio.

Dai dati ottenuti, si evince come le richieste energetiche annue - per la stagione invernale - delle soluzioni alternative di "downgrade" in regolazione siano maggiormente energivore (Figura 2.4.8). Partendo, infatti, dai circa 75.9 kWh/m^2 per il solo regime invernale della soluzione base, i costi energetici e quindi - come vedremo - economici, aumentano per le configurazioni con sistema di controllo meno pregiato. In particolare, tali richieste energetiche risultano:

- Impianto con controllo termostato PdC: Energia primaria richiesta per il riscaldamento invernale = 81.6 kWh/m^{2}a (+7.5% rispetto alla soluzione base, attuale).

- Impianto con controllo centralizzato: Energia primaria richiesta per il riscaldamento invernale =78.8 kWh/m^{2}a (+3.8% rispetto alla soluzione base, attuale).
- Impianto con controllo di piano: Energia primaria richiesta per il riscaldamento invernale = 77.9 kWh/m^{2}a (+2.3% rispetto alla soluzione base, attuale).

Analogamente a quanto visto per la stagione invernale, per il regime estivo, in Figura 2.4.9 sono riportati i consumi di energia primaria per m^2 di superficie climatizzata. In questo caso, dalle simulazioni si è ottenuto che i consumi in termini di energia primaria dell'impianto attuale sono pari a 26.3 kWh/m^2.

Con riferimento a tale stagione, nell'analisi relativa al controllo microclimatico si vedrà come controlli meno pregiati, oltre che maggiori costi di gestione, implicheranno anche molto peggiori condizioni di comfort microclimatico in ambiente.

Relativamente al mero fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva di una superficie unitaria dell'edificio F92, dividendo quindi il fabbisogno di energia elettrica per il rendimento del parco termoelettrico nazionale e per la superficie utile climatizzata dell'edificio (218 m^2, in questa configurazione), risulta:

- Impianto con controllo termostato PdC: Energia primaria richiesta per il raffrescamento estivo = 33.5 kWh/m^{2}a (+27.3% rispetto alla soluzione base, attuale).
- Impianto con controllo centralizzato: Energia primaria richiesta per il raffrescamento estivo =32.6 kWh/m^{2}a (+23.8% rispetto alla soluzione base, attuale).
- Impianto con controllo di piano: Energia primaria richiesta per il raffrescamento estivo = 32.0 kWh/m^{2}a (+21.5% rispetto alla soluzione base, attuale).
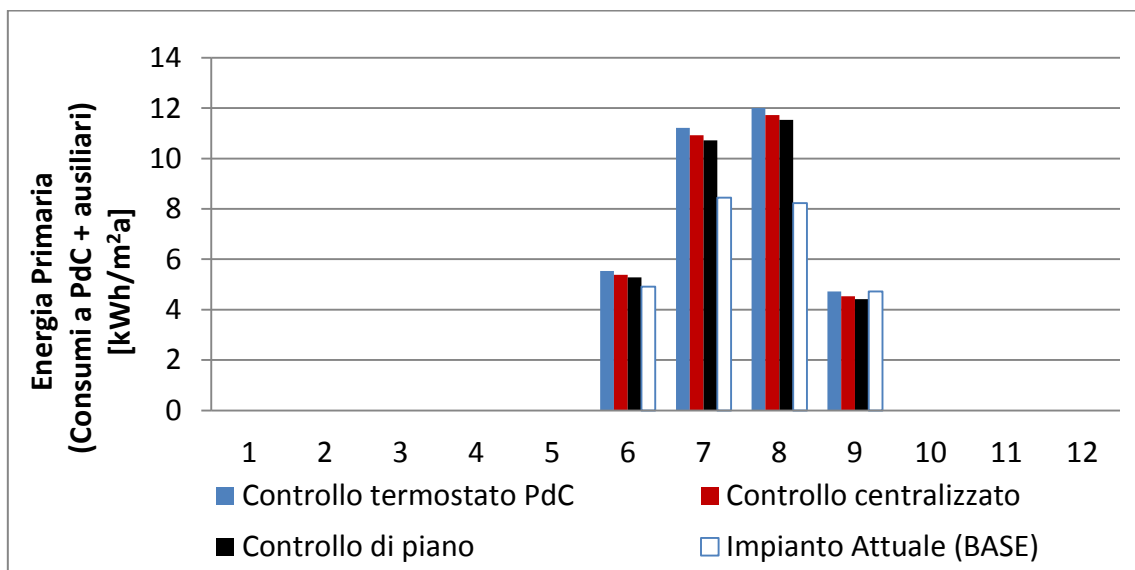
Figura 2.4.9 - Energia primaria richiesta, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva di una superficie unitaria dell'edificio

Si noti che le richieste energetiche riportate alle figure 2.4.8 e 2.4.9 contemplano anche l'energia richiesta per il funzionamento degli ausiliari, e quindi pompe di circolazione e ventilatori.

Nelle Figure 2.4.10 e 2.4.11, invece, su base annuale, si riportano i costi derivanti dalle richieste energetiche della pompa di calore reversibile e degli ausiliari, rispettivamente in inverno ed in estate, sempre considerando come ultimo caso, quello più pregiato, la configurazione con controllo attuale, mentre i "downgrade" impiantistici, relativamente alla mera regolazione del lato idronico dell'impianto, sono quelli in precedenza citati.

Come già visto al precedente paragrafo 2.3, i costi di esercizio relativi ad un anno intero, considerando quindi sia l'estate che l'inverno (tenuto conto della quota parte dei consumi della pompa di calore e dei sistemi ausiliari), sono pari a 2563 €/anno per quanto riguarda l'impianto attuale.

Tra le configurazioni alternative proposte, nessuna presenta riduzione di tali costi. In particolare, sia il fabbisogno energetico-economico per la configurazione invernale sia (e soprattutto) per il funzionamento estivo accrescono la domanda energetica e quindi economica. I risultati sono di seguito riportati:

- Controllo termostato PdC: costo annuo per la climatizzazione invernale ed estiva pari a 2885 €, con incremento percentuale, rispetto alla configurazione attuale, pari al 12.6% (extracosto di gestione di 322 €/anno).
- Controllo centralizzato: costo annuo per la climatizzazione invernale ed estiva pari a 2885 €, con incremento percentuale, rispetto alla configurazione attuale, pari a 8.9% (extracosto di gestione di 229 €/anno).
- Controllo di piano: costo annuo per la climatizzazione invernale ed estiva pari a 2885 €, con incremento percentuale, rispetto alla configurazione attuale, pari al 7.3% (extracosto di gestione di 186 €/anno).
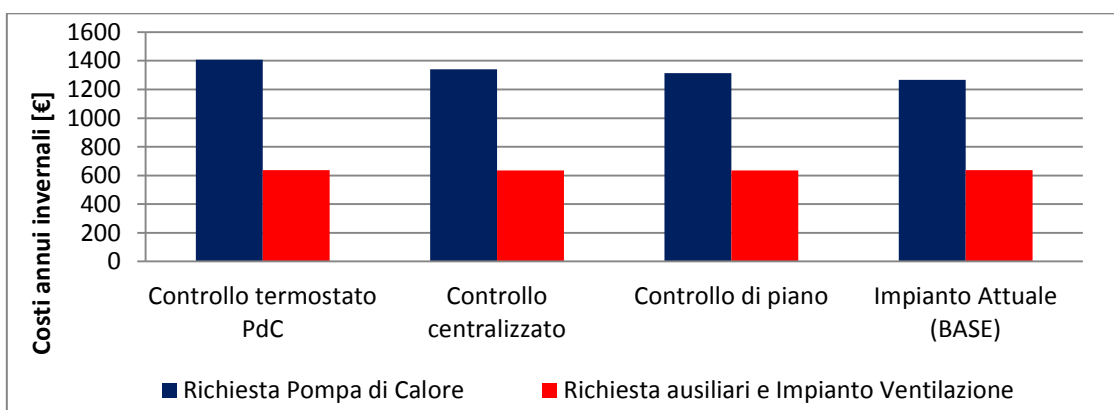
Figura 2.4.10 - Costi economici, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione invernale dell'edificio
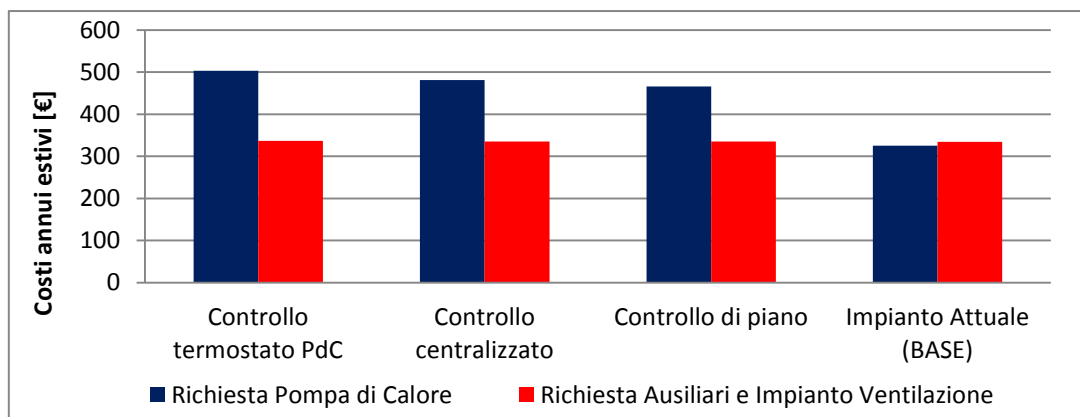
Figura 2.4.11 - Costi economici, al variare della tipologia impiantistica, per la climatizzazione estiva dell'edificio

Nel seguito, ed in particolare nell'analisi economica, si vedrà come gli extra-costi di installazione di un impianto con regolazione più efficiente sono, alla luce degli ottenibili risparmi annui, pienamente ammortizzabili.

Analisi microclimatica di confronto tra le varie soluzioni

Con riferimento a giorni tipici centrali delle stagioni di raffrescamento e riscaldamento, le figure 2.4.12 e 2.4.13 riportano i livelli termici registrati in ambiente:

- dal 10 al 14 Gennaio → Figura 2.4.12
- dal 9 al 13 Luglio → Figura 2.4.13

Come anche effettuato al paragrafo precedente, relativo alle variazioni "hardware" degli impianti, le analisi sono condotte sui valori della temperatura media di quattro ambienti: Aula 1 e Sala Riunioni 1 per il piano terra; Aula 2 e Sala Riunioni 2 per il primo piano.

In figura 2.4.12 si vede come, in giorni tipici della stagione di riscaldamento, l'impianto con configurazione più pregiata sia un po' più lento nel portare in condizioni di set-point gli ambienti climatizzati. Le altre configurazioni, diversamente, lavorando in maniera più "spinta" e meno controllata, sono generalmente più rapidi nel portare gli ambienti a regime. Come si vedrà nella prossima analisi, però, su base annua ciò non significherà migliori condizioni di comfort termico indoor.
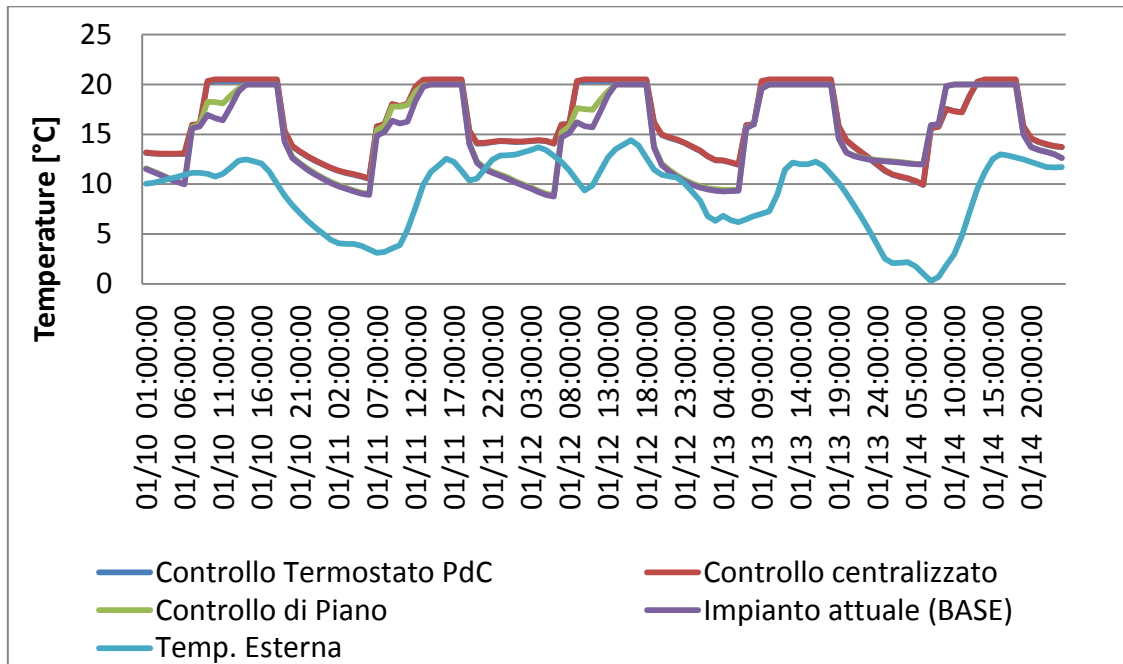
Figura 2.4.12 - Temperature invernali mediate (aula 1, aula 2, sala riunioni, area break) al variare della tipologia Impiantistica (periodo di riferimento: 10-14 Gennaio)

Per quanto riguarda il regime estivo, in figura 2.4.13 è invece chiaro come l'impianto attuale, con regolazione "ambiente per ambiente", determini temperature più basse nei locali.

La migliore prestazione microclimatica estiva è piuttosto ovvia. In tale stagione, il carico termico è principalmente indotto dalla radiazione solare entrante, strettamente dipendente sia dall'esposizione che dal piano in cui l'ambiente è collocato. In particolare, l'azione della radiazione solare su un piano di copertura rappresenta un elemento fortemente perturbante il carico termico. dell'ambiente. In tal caso, diviene ancora più opportuna, stante l'andamento continuamente variabile dell'irraggiamento nelle varie ore del giorno, un sistema con controllo pregiato quale quello attuale.

Ciò, inoltre, non determina affatto aggravio dei costi energetici, come già visto nella sezione precedente.
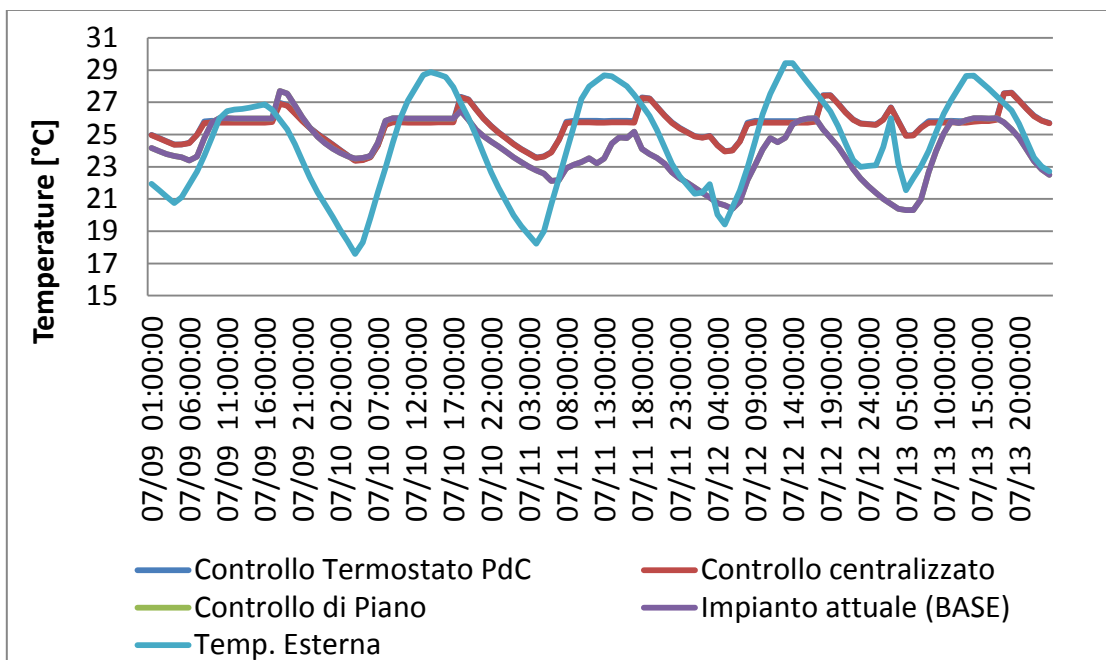
Figura 2.4.14 - Temperature estive mediate (aula 1, aula 2, sala riunioni, area break) al variare della tipologia Impiantistica (periodo di riferimento: 08-13 Luglio)

In figura 2.4.14, infine, con riferimento alle temperature medie di tutti gli ambienti climatizzati, sono state individuate - in percentuale sulle ore occupate dell'edificio - le ore di comfort nel periodo di funzionamento dell'impianto di climatizzazione, intese come ore nelle quali il sistema riesce a garantire i livelli termici desiderati, ovvero un minimo di 20 °C nella stagione invernale ed un massimo di 26 °C in quella estiva.
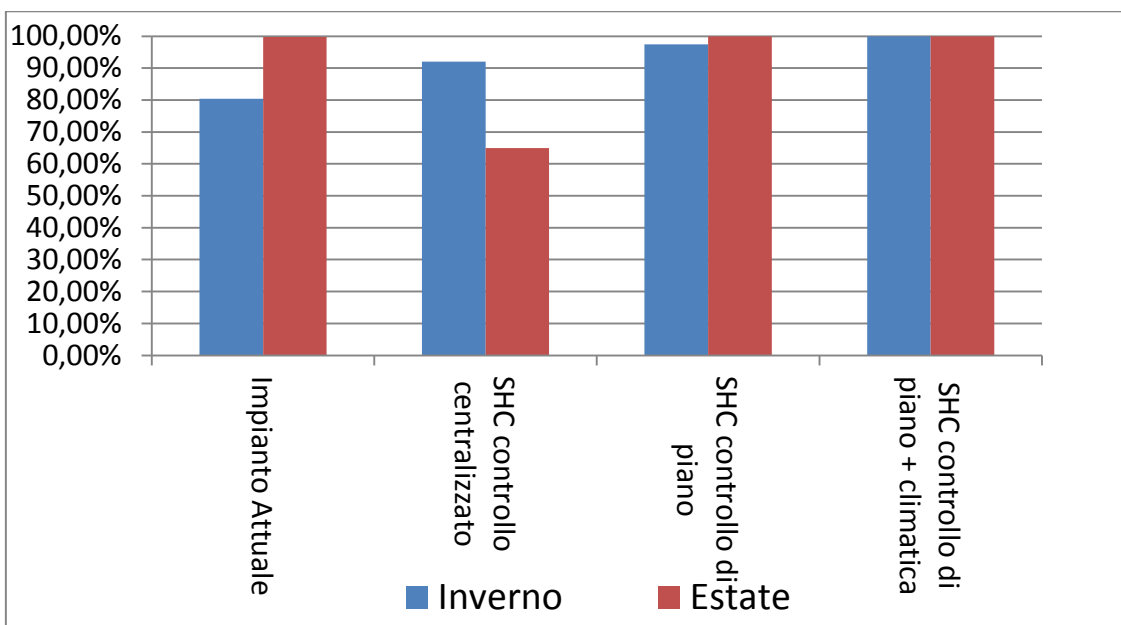
Figura 2.4.14 - Indicatori di Prestazione di temperatura, relativi alle intere stagioni di riscaldamento e raffrescamento, al variare della tipologia impiantistica

In figura 2.4.14 è alquanto evidente come l'impianto attuale sia quello che annualmente minimizzi le ore di discomfort. Su base annua, queste risultano:

- Controllo termostato PdC: maggiori ore di discomfort annue, rispetto ad impianto attuale: 225 h ($PI_{INVERNO}$ = 88%, PI_{ESTATE} = 82%).

- Controllo centralizzato: maggiori ore di discomfort annue, rispetto ad impianto attuale: 173 h ($PI_{INVERNO}$ = 89%, PI_{ESTATE} = 84%).
- Controllo di piano: maggiori ore di discomfort annue, rispetto ad impianto attuale: 146 h ($PI_{INVERNO}$ = 90%, PI_{ESTATE} = 85%).

Principalmente con riferimento alla stagione estiva, il comportamento dei "downgrade" impiantistici (si ribadisce che si tratta solo di modifiche al sistema di regolazione), relativamente alle ore di esercizio del sistema, inducono un peggioramento significativo delle condizioni microclimatiche interne. La variabilità dei carichi, infatti, soprattutto in tale stagione, richiede una logica di regolazione basata non su condizioni medie o termostata rispetto a zone di riferimento, bensì un tipo di modulazione dell'energia sottratta del tipo ambiente per ambiente.

Analisi di fattibilità tecnico-economica

In questo paragrafo si descrive l'analisi di fattibilità economica, volta ad attestare, anche da un punto di vista meramente monetario, come una soluzione di controllo pregiata (quella attuale) sia conveniente rispetto a soluzioni dal modesto livello tecnologico. In questa analisi, pertanto, la configurazione di riferimento rispetto cui sono condotte le analisi economiche è quella senza controllo dedicato, e quindi quella che modula la portanza fornita/sottratta dalla pompa di calore reversibile rispetto solo alla temperatura rilevata sul ritorno dell'impianto idronico. I costi di installazione dei sistemi di regolazione sono quelli in precedenza descritti, e quindi:

- Controllo centralizzato: extra-costo sistema di regolazione stimato in € 350.00 (risparmio di 93.00 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente).
- Controllo di piano: extra-costo sistema di regolazione stimato in € 1470.00 (risparmio di 136.00 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente).
- Controllo Attuale: extra-costo sistema di regolazione stimato in € 2100.00 (risparmio di 322.00 €/anno rispetto alla soluzione di riferimento senza controllo ambiente).

I calcolati indicatori economici sono riportati in tabella 2.4.II.

Tabella 2.4.II - Valori del SPB, DPB, VAN e IP per tutte le soluzioni alternative proposte

	SPB (anni)	DPB (anni)	VAN (€)	IP
Controllo Centralizzato	3.7	4.2	810	2.3
Controllo di Piano	10.8	16.1	225	0.2
Controllo ambiente per ambiente (attuale)	6.5	8.0	1912	2.9

Immediatamente, si nota come ciascun intervento di regolazione migliorata, dal più basico con termostato centralizzato in unico ambiente di riferimento a quello attuale (ambiente per ambiente), mostrino indici economici soddisfacenti.

In particolare, andando a valutare i costi di investimento, il valore attuale netto e il rientro economico attualizzato, l'attuale prevista regolazione per singolo locale mostra una piena fattibilità tecnico-economica. Attualizzando i flussi di cassa, infatti, è quella che presenta un VAN più altro rispetto a tutte le altre configurazioni, con un indice di profitto pienamente soddisfacente.

3 Conclusioni

All'interno dell'Accordo di Collaborazione dal titolo "Determinazione di logiche di regolazione progettate ad hoc tramite simulazioni numeriche dell'interazione impianto-utenza per gli impianti di climatizzazione disponibili presso l'ENEA Casaccia" tra l'Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie, l'Energia e lo Sviluppo economico sostenibile e il DING - Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli Studi del Sannio, si è proceduto all'elaborazione di un set di diagnosi energetiche mediante gli strumenti della simulazione termo-energetica dinamica, per tre sistemi edificio/impianti installati presso il Centro Ricerche Casaccia in Roma. In particolare, sono stati analizzati gli impianti di riscaldamento e raffrescamento installati presso gli edifici F76 ed F92 e quindi:

- Impianto aeraulico con esclusivo controllo di temperatura e qualità dell'aria mediante Rooftop a CO_2, presso l'edificio container F76.
- Impianto di Solar Heating and Cooling, per il controllo della temperatura in inverno ed in estate, mediante pannelli radianti e/o ventilconvettori, presso l'edificio F92.
- Impianto di ventilazione meccanica, con recupero entalpico di calore, e sistema idronico di riscaldamento/raffrescamento con pompa di calore aria-acqua commerciale, presso l'edificio F92.

In riferimento ai sistemi sopra-richiamati, sono state proposte configurazione impiantistiche alternative, al fine di stimare la variazione dei costi di esercizio e di capacità di controllo microclimatico da parte degli impianti attuali, opportunamente modificati.

____

Relativamente ad i risultati ottenuti dalle simulazioni sul complesso edificio-impianto con Rooftop a CO_2, si è riscontrato che tutte le soluzioni alternative proposte - sia in riferimento alle logiche di regolazione che per quanto concerne le modifiche all'impianto nella sua componentistica - determinano un aggravio in termini di energia primaria necessaria e di costi di esercizio. Il motivo è da ricercarsi nell'elevato carattere tecnologico, sia dal punto di vista dei dispositivi che della logica di regolazione, della soluzione già installata. Gli ulteriori interventi proposti, quindi, sono stati elaborati al fine di migliorare il benessere microclimatico o le condizioni di qualità dell'aria all'interno degli ambienti climatizzati.
In particolare, la soluzione alternativa che prevede la sostituzione delle attuali serrande di immissione, con cassette del tipo VAV con resistenze elettriche per il post-riscaldamento dell'aria in ingresso ai singoli ambienti permette di migliorare il benessere microclimatico nel singolo ufficio, garantendo un maggiore numero di ore in condizioni di comfort termico invernale.
Questo è stato riscontrato attraverso l'analisi microclimatica effettuata a partire dall'indicatore di prestazione di temperatura, valutato come la percentuale di ore annue, in cui l'impianto è in funzione, nella quale si raggiungono le condizioni di temperatura ritenute di benessere per la stagione in esame. Esso è passato, con riferimento alla stagione invernale, dal valore di 84% del caso base, all'88% del caso con post-riscaldamento elettrico; l'intervento presenta tuttavia dei costi energetici ed economici ben più elevati, che non ne giustificano l'utilizzo. Stesso risultato, con minori penalizzazioni energetiche, si sarebbe avuto optando per cassette VAV con batterie ad acqua calda, ma l'assenza di tale fluido termo-vettore e la necessità di predisporre una rete idronica hanno portato a scartare tale configurazione alternativa.
Per quanto riguarda, invece, le condizioni di qualità dell'aria interna, in termini di concentrazione di CO_2, le soluzioni proposte che fissano la portata di aria esterna al 40% ed al 100%, portano ad un miglioramento in termini di "Indoor air quality – performance index"; tale indice, valutato come la percentuale di ore in cui si riscontrano concentrazioni di anidride carbonica indoor inferiori a 1000 ppm, passa dall'88% della configurazione attuale a rispettivamente il 96% ed il 100% per le alternative proposte. In questo caso, i costi di riconversione dell'impianto sono molto modesti, ma portano ad un incremento dei costi invernali di esercizio del 22.0% per la prima soluzione e 77% per quello a tutta aria esterna. Su base annua, l'incremento della portata di aria esterna, al 40% ed al 100%, determina rispettivamente un aumento dei costi di esercizio del 11% e 35%. Emerge che il funzionamento con quota maggiore di aria esterna è meno penalizzante in estate rispetto a quanto non lo sia in inverno.

____

Relativamente ad i risultati ottenuti dalle simulazioni sul complesso edificio-impianto con "Solar Heating and Cooling", presso l'edificio F92, sono state effettuate due tipologie di analisi:

- Variazione nella logica di controllo e significative variazioni impiantistiche (paragrafo 2.2)
- Variazione esclusivamente relative alla logica di regolazione (sotto-paragrafo 2.4.1)

Relativamente al primo tipo di studio, si è riscontrato che tutte le soluzioni alternative proposte (ad eccezione ovviamente del riferimento stabilito e quindi il funzionamento ad esclusione del circuito solare), comportano una riduzione in termini dei costi di esercizio. Sono dunque da valutarsi singolarmente. Si ritiene immediatamente opportuno precisare che, secondo quanto convenuto con l'ENEA, l'edificio e gli impianti sono stati modellati in assenza di fonti endogene di energia, legate agli affollamenti e alla installazione di apparecchiature elettriche, di ufficio e per la illuminazione. Ciò è stato fatto per congruità

rispetto alle sperimentazioni attualmente in corso presso il sito. Tale scelta determina, in definitiva, maggiori fabbisogni termici invernali rispetto a quelli attesi.
Nelle sezioni relative alla modellazione di una pompa di calore commerciale reversibile ad alimentazione di ventilconvettori per il medesimo edificio, invece, tali contributi sono stati considerati, al fine di avere una maggiore aderenza alla realtà.
La prima configurazione alternativa proposta per questo impianto è quella di aumentare la capacità di accumulo dell'impianto solare. Tale modifica comporterebbe dei lievi peggioramenti nella stagione invernale, sia in termini di energia primaria (a causa della riduzione dell'integrazione solare dal 30.1% al 27.5%), sia in termini di costi. Tali penalizzazioni sono tuttavia compensate dai miglioramenti estivi. In termini di benessere microclimatico, tale soluzione lascia invariato l'indicatore di prestazione di temperatura in estate, già massimo, e lo aumenta in inverno dall'80% all'83%. Tuttavia, gli elevati costi di investimento ed i modesti ricavi portano ad un rientro dell'investimento che supera i 30 anni.
La seconda soluzione proposta è quella di ridurre la temperatura richiesta nell'accumulo caldo affinché si utilizzi la sorgente solare per la climatizzazione. Tale soglia è stata abbassata di 5°C sia in inverno che in estate, portando i nuovi livelli termici rispettivamente a 35°C e 75°C. I benefici di tale soluzione sono sicuramente connessi alla diminuzione dell'energia primaria richiesta, a causa dell'incremento dell'integrazione solare del 10%. Tale beneficio si riflette sui costi di esercizio che si riducono di circa il 12.5%. Tali effetti, abbinati ai bassi costi di riconversione dell'impianto (→ solo manutenzione straordinaria), determinano un rientro economico in soli 3 mesi. Tra gli aspetti negativi da tenere in considerazione, vi è sicuramente da annoverare una diminuzione dell'indice di prestazione microclimatico, inteso come percentuale di tempo in condizioni di comfort termico, del 2.47%.
La terza soluzione, che prevede la sostituzione della caldaia attuale con una a condensazione, non riesce a sfruttare completamente i vantaggi ormai noti di tale tecnologia, in quanto essa non verrebbe associata a sistemi a temperatura sufficientemente bassa e tali da massimizzare il recupero latente dalla condensazione dei fumi reflui della combustione. In ogni caso, un intervento in riduzione della temperatura di alimentazione dei ventilconvettori è stato previsto. I vantaggi in termini economici risultano contenuti, portando ad un ritorno di investimento di 14 anni e un VAN (20) di 1157 €. Tale soluzione permette, però, di migliorare anche il benessere microclimatico della stagione invernale, con un incremento di circa l'8% delle ore di comfort.
L'ultima soluzione vagliata è quella che prevede la sostituzione della caldaia attuale con una a biomassa; tale alternativa, a differenza della precedente, comporta lo scadimento del rendimento del sistema a combustione. In ogni caso, si è operato in conformità alle indicazioni del DM 11/3/08, per cui: "*in caso di sostituzione di impianti di climatizzazione invernale con impianti dotati di generatori di calore alimentati da biomasse combustibili si assume una quota di energia fossile pari all'energia primaria realmente fornita all'impianto moltiplicata per il fattore 0.3*". Pertanto, soprattutto in regime invernale, vi è una richiesta di energia primaria molto più bassa rispetto all'impianto attuale. Ancora, tale soluzione impiantistica è stata giustificata dalla disponibilità in loco di materiale agricolo di risulta, del tipo granulare-legnoso, che permetterebbe la totale alimentazione dell'impianto portando alla contabilizzazione dei soli costi elettrici dei componenti ausiliari, con significativa diminuzione dei costi di funzionamento (sarebbero dimezzati). Dall'analisi microclimatica non si riscontrano significative variazioni dell'indice di prestazione relativo al comfort termico, con riferimento all'intero anno. Relativamente, invece, al computo dei costi derivanti da questo impianto, si riscontra che esso, pur presentando dei costi di investimento molto elevati rispetto anche alla conversione impiantistica con generatore a condensazione (la modifica con gruppo termico a biomasse è la più costosa delle soluzioni), presenta un tempo di ritorno dell'investimento che è la metà, con un VAN (20) pari a circa 12600 €. L'ulteriore vantaggio di questa soluzione è la totale passivizzazione dal punto di vista termico dell'impianto. Resterebbe, infatti, solo la richiesta di energia elettrica per gli ausiliari.

Per quanto concerne il secondo gruppo di simulazioni, queste hanno riguardato la mera modifica della logica di controllo e regolazione. In particolare, sono state valutate le seguenti tre configurazioni di "downgrade impiantistico" rispetto alla soluzione già installata per la regolazione:

4. Impianto con regolazione centralizzata, in cui l'impianto modula la potenza rispetto ai segnali inviati al sistema di accumulo caldo da un unico termostato posto nell'Aula 1 al piano terra.
5. Impianto con regolazione di piano/zona. L'impianto agisce sull'alimentazione di fluido termo-vettore ai collettori di piano. Tre termostati sono rispettivamente collocati nell'Aula 1 al piano terra, nell'Aula 2 al piano primo, nella Hall impianti al piano seminterrato. Tali controlli termostatici regolano l'apertura/chiusura delle elettrovalvole montate in testa ai collettori.
6. Impianto con regolazione di piano/zona e correzione climatica. Configurazione similare alla regolazione 2. In questo caso, però, gli accumuli caldo e freddo variano la temperatura di set-point in funzione del livello termico esterno.

Relativamente ai risultati conseguiti, in termini di costi di gestione, controllo microclimatico e congruità tecnico-economica nella sua interezza, non risultano assolutamente idonei i sistemi a controllo esclusivamente di tipo centralizzato. Oltre ad un mancato controllo microclimatico per significative ore elle stagioni di riscaldamento e raffrescamento, sono indotti costi di gestione, su base annua, anche superiori al 45% rispetto a quelli caratterizzanti l'attuale impianto con sofisticato sistema di gestione e controllo.
Soddisfacente risulta la regolazione di zona, con suddivisione del controllo in funzione del piano, ed abbinato sistema di correzione delle temperature negli accumuli caldo e freddo in funzione delle condizioni climatiche esterne. Tale configurazione, caratterizzata da un costo minore rispetto all'attuale sotto-sistema di regolazione, comunque garantisce un buon controllo microclimatico, in entrambe le stagioni di riscaldamento e raffrescamento, senza incrementare eccessivamente, rispetto alla configurazione attuale, i costi di gestione annua.
Infine, inadeguata sembra essere anche la mera logica di controllo di zona, a temperature però fissate per gli accumuli caldo e freddo, senza correzioni climatiche. Ovviamente, il livello di controllo microclimatico indoor è soddisfacente, mentre sono i costi di gestione - in ogni caso migliorativi rispetto ad un mero controllo centralizzato - a rendere inidonea tale logica di gestione dell'impianto.
In definitiva, anche considerando l'elevato extra-costo della soluzione attuale, questa è quella che presenta i migliori indici economici e relativi alla fattibilità tecnica ed economica.

Anche per quanto concerne - sempre con riferimento all'Edificio F92 - l'impianto con pompa di calore commerciale del tipo aria-acqua e impianto di ventilazione con recupero di calore, si è seguito il doppio binario:

- Variazione nella logica di controllo e significative variazioni impiantistiche (paragrafo 2.3)
- Variazione esclusivamente relative alla logica di regolazione (sotto-paragrafo 2.4.2)

Relativamente ad i risultati ottenuti, con riferimento alla prima tipologia di valutazioni, sono state proposte quattro soluzioni alternative a quella attuale. In tale modellazione, a differenza di quella relative all'impianto di Solar Heating and Cooling, sono stati considerati gli affollamenti reali e la presenza di fonti endogene di energia, legate all'illuminazione ed alle strumentazioni di ufficio tipiche della destinazione d'uso.
Le prime due soluzioni, che prevedono rispettivamente l'aggiunta di un sistema di accumulo di 400 l con riscaldamento elettrico ausiliario e l'altra un accumulo di 1000 l, portano ad un incremento sia dell'energia primaria richiesta che dei costi di esercizio, a fronte di un miglioramento molto modesto dell'indice di benessere microclimatico. Considerando anche i costi di investimento, tali scarsi miglioramenti microclimatici non giustificano i costi di modifica e messa a punto.
Le altre due soluzioni prevedono entrambe la sostituzione dell'attuale pompa di calore con una di potenza termica (72 kW_t) e frigorifera maggiore (65 kW_f), al fine di avere maggiore potenza allo spunto, e solo la seconda tra queste prevede anche un nuovo accumulo da 1000 litri (che sarebbe recuperato dalla dismissione dell'impianto di Solar Heating and Cooling). Tali due soluzioni, rispetto alla configurazione attuale, comportano sia una piccola riduzione dell'energia primaria richiesta, sia decremento dei costi di esercizio e miglioramento delle condizioni microclimatiche degli ambienti. Il tutto, però, dati gli elevati costi di installazione, non giustifica la modifica all'impianto, che porterebbe ad un ritorno dell'investimento superiore addirittura ad i 50 anni e un VAN (20) negativo in entrambi i casi.

Infine, la completa sostituzione del sistema di produzione dei fluidi termo-vettori, con sistema geotermico a bassa entalpia a sonde verticali a suolo, indurrebbe un risparmio annuo sui costi di esercizio, soprattutto in regime estivo. Ciò si desume facilmente da un semplice confronto, in estate ed inverno, tra le temperature del suolo profondo e quelle dell'aria esterna durante le ore diurne in cui funziona l'impianto. Da tale confronto si capisce che il livello termico allo scambiatore esterno è molto vantaggioso nel caso di pompa di calore geotermica in regime estivo (quando la differenza di temperatura, tra aria esterna e suolo, è di circa 15-20°C). Diversamente, la convenienza della geotermica a bassa entalpia, in regime invernale e a queste latitudini, risulta pressoché irrilevante per edifici ad esercizio diurno, poiché le temperature diurne dell'aria esterna sono piuttosto elevate e quindi è già molto efficiente l'utilizzo dell'aria esterna come sorgente di energia.
Infine, per quanto riguarda il secondo gruppo di analisi su tale tipologia di sistema complesso edificio/impianti, le analisi riportate nell'ultima parte della relazione riguardano la mera modifica della logica di controllo e regolazione. Più nel dettaglio, sono state valutate le seguenti tre configurazioni di "downgrade impiantistico" rispetto alla soluzione prevista ad oggi:

4. impianto con regolazione solo sui livelli termici del fluido termo-vettore di mandata dalla pompa di calore reversibile, mediante rilevazione da sonda di temperatura posta sul ritorno del fluido termo-vettore alla PdC.
5. Impianto con regolazione centralizzata, in cui l'impianto modula la potenza rispetto ai segnali inviati alla pompa di calore da un unico termostato posto in ambiente, ed in particolare posto nell'Aula 1 al piano terra.
6. Impianto con regolazione di piano. Tre termostati sono rispettivamente collocati nell'Aula 1 al piano terra, nell'Aula 2 al piano primo, nella Hall impianti al piano seminterrato. Tali controlli termostatici regolano l'apertura/chiusura delle elettrovalvole montate in testa ai collettori di piano, a modulazione della portata veicolata. La regolazione è di tipo "di zona".

Per quanto concerne i risultati ottenuti, anche in questo caso non risulta affatto vantaggioso né dal punto di vista economico né dal punto di vista della qualità del controllo microclimatico, un tipo di gestione non "armonico" rispetto alla innovazione della tecnologia impiantistica.
In particolare, i costi di gestione connessi alla climatizzazione annuale dell'edificio sono significativamente più alti al decrescere della qualità del sistema di regolazione. Dai dati ottenuti, si evince come le richieste energetiche annue - per la stagione invernale - delle soluzioni alternative di "downgrade" in regolazione siano maggiormente energivore.
Stessa e più esasperata extra-richiesta energetica compete alla climatizzazione estiva. Ancora *con riferimento alla stagione di raffrescamento, nell'analisi relativa al controllo microclimatico, emerge come controlli meno pregiati, oltre che maggiori costi di gestione, implichino anche molto peggiori condizioni di comfort termico in ambiente.*
Anche in questo caso, l'ultimo studio ha riguardato la fattibilità tecnico-economica di interventi di regolazione migliorata. Ciascun intervento di regolazione più pregiata, dal più basico con termostato centralizzato in unico ambiente di riferimento a quello attuale (ambiente per ambiente), mostra indici economici soddisfacenti. Anche in questo caso, la soluzione con controllo del tipo ambiente per ambiente, sebbene più costosa delle altre, risulta pienamente fattibile alla luce di tutti gli indici economici calcolati.

4 Riferimenti Bibliografici

[1] Decreto Legislativo 19 Agosto 2005, n. 192 Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico nell'edilizia, 2005.
[2] Decreto del Presidente della Repubblica 59/2009, Attuazione dell'articolo 4, comma 1, lettere a) e b), del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, e successive modificazioni, concernente attuazione della direttiva 2002/91/EC sul rendimento energetico in edilizia", 2009.
[3] Decreto Ministeriale 26 Giugno 2009, Linee Guida Nazionali per la certificazione energetica degli edifici", 2009.

[4] Decreto Legislativo 03 Marzo 2011 n. 28, Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE.
[5] CEN – European Committee for Standardization, EN 13790: Energy performance of buildings - Calculation of energy use for space heating and cooling, 2008.
[6] CEN – European Committee for Standardization, EN 15603: Energy performance of buildings - Overall energy use and definition of energy ratings, 2008.
[7] UNI/TS 11300-1:2008 - Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale. Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.
[8] TRNSYS 17, a TRaNsient SYstem Simulation program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2010.
[9] U.S. Department of Energy (2010). Energy Plus simulation software, Version 7.2.0.
[10] Google., 2012, Google. (2012). Google 3D warehouse Retrieved March, 2012, from http://sketchup.google.com/3dwarehouse/.
[11] J.E. Seem, S.A. Klein, W.A. Beckman, J.W. Mitchell, Transfer function for efficient calculation of multidimensional transient heat transfer, ASME Journal of Heat Transfer 111 (1989) 5–12.
[12] DesignBuilder Software Ltd. DesignBuilder EnergyPlus simulation documentation for DesignBuilder V2.3. Additional information available at http://www.designbuilder.co.uk/support.
[13] Ecotect, http://www.autodesk.it/adsk/servlet/pc/index?id = 1507 8641 &siteID = 4570 36.
[14] ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers (2011). HVAC Applications Handbook. ASHRAE Inc., Atlanta, GA.
[15] N. Calabrese, G. Boccardi, A. W. Mauro, R. Mastrullo, Un Roof-Top ad anidride carbonica: confronto sperimentale delle prestazioni durante il funzionamento invernale per diverse configurazioni impiantistiche, Convegno Aicarr Innovazione e tendenze nella tecnologia e nelle applicazioni delle pompe di calore, Padova - 30 maggio 2013
[16] N. Calabrese, R. Mastrullo, A.W. Mauro, Progettazione costruttiva di un prototipo di pompa di calore a CO2 (R744) invertibile del tipo aria-aria e realizzazione della facility di prova, ENEA Ricerca Di Sistema Elettrico, Report RdS/2012/124
[17] N. Calabrese, M. Bruni, A. Veronesi, P. Rovella, Solar Heating and Cooling abbinato a pannelli radianti e fan coil, prestazioni invernali, Aicarr Journal, 16: 57-67, 2012.
[18] N. Calabrese, S. Ottone, Solar Heating and Cooling abbinato a pannelli radianti e fan coil, prestazioni estive, Aicarr Journal, 17: 45-53, 2012.
[19] R. Lazzarin, M. Noro, F. Busato, Studio di sistemi di accumulo a cambiamento di fase nel solar cooling, Report RdS/256, 2011.
[20] U. Desideri, S. Proietti, P. Sdrignola, Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications, Applied Energy, 86: 1376-1386, 2009.
[21] M. Villarini, D. Germanò, F. Fontana, M. Limiti, Sistemi solari termici per la climatizzazione, Maggioli Editore, 2010.
[22] Simonetti, G. Corallo, R. Caria, L. Cipolletta, Realizzazione dell' impianto di solar cooling dell' edificio F51 del centro ENEA della Casaccia – Monitoraggio dell'impianto, Report RdS/210, 2010.
[23] M. Beccali, P. Finocchiaro, B. Nocke, Solar Heating and Cooling of Buildings – Guidelines, Project BRITA in PuBs, 2008.
[24] G. Candolo, Energia dalle biomasse vegetali: le opportunità per le aziende agricole, Economia e politica agraria, Giornale Agronomica, n. 4, 2006.
[25] Arturo de Risi (Responsabile scientifico). Sviluppo di un tool per la stima dei consumi energetici di impianti termici. Università del Salento per ENEA – Ricerca di Sistema Elettrico. http://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/promozione-tecnologie/rse63.pdf.

[26] M. Tornaghi, Geotermia. Manuale tecnico pratico per la realizzazione di un impianto geotermico, Editore: Sistemi Editoriali.
[27] F. Tinti, Geotermia per la climatizzazione, Applicazioni - Tecnologia - Analisi costi-benefici. Dario Flaccovio Editore.
[28] R. Delmastro, G. M. Noce, GSHP. Geotermia a sonde verticali. Editore: Geonergia.
[29] Caleffi, Impianti a Pompe di Calore geotermiche http://www.caleffi.it/it_IT/caleffi/Details/Magazines/pdf/Idraulica_38.pdf.

Curricula del Team di lavoro

RESPONSABILE SCIENTIFICO

Giuseppe Peter Vanoli (R.S. dell'Accordo di Collaborazione per l'Università del Sannio) si è laureato, con lode, in Ingegneria Meccanica presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università di Napoli Federico II.
Ha conseguito, successivamente, il titolo di Dottore di ricerca in Energetica. Sino al 2005, ha ricoperto il ruolo di Ricercatore presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi del Sannio. Dal 2007 è Professore Associato di Fisica Tecnica Ambientale presso la Facoltà di Ingegneria del medesimo Ateneo, per il quale è delegato del Rettore per le strategie di risparmio energetico.
Durante la carriera accademica, ha compiuto ricerche - mediante approccio sia numerico che sperimentale - in vari temi inerenti la Tecnica del Freddo (flusso termico critico durante l'evaporazione di fluidi refrigeranti in micro-canali, scambio termico in bi-fase durante l'evaporazione in cicli frigoriferi, analisi sperimentale e messa a punto di modelli per la valutazione delle prestazioni di congelatori verticali), le Energie Rinnovabili e la Cogenerazione (deumidificazione per adsorbimento, raffreddamento di moduli fotovoltaici), la Efficienza Energetica in Edilizia (potenziale di risparmio energetico nell'edilizia storica, componenti innovativi dell'involucro edilizio, metodi numerici per lo studio dell'effetto di ponti termici, LCA come strumento di progettazione). E' revisore per numerose riviste internazionali e conferenze internazionali.

TEAM

Filippo de Rossi ha conseguito, con lode, la laurea in Ingegneria Meccanica presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università Federico II di Napoli. Dopo essere stato prima Ricercatore e poi Professore Associato presso l'Università di Napoli, oggi è Professore Ordinario di Fisica Tecnica Ambientale (Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/11) presso l'Università del Sannio in Benevento. Già Preside della Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi del Sannio, dal Novembre 2013 ricoprirà la carica di Rettore per il medesimo Ateneo.
Dal 2007, è membro della giunta nazionale dei professori di Fisica Tecnica. E' coordinatore di progetti di ricerca e trasferimento dell'innovazione tecnologica relativamente a temi di termodinamica ed energetica a basso impatto ambientale. E' Vicepresidente della Commissione B2 (Impianti di refrigerazione) dell'Istituto Internazionale del Freddo di Parigi. E' membro del collegio dei docenti e tutor del Dottorato di Ricerca in Energetica presso l'Università degli Studi di Palermo. E' stato Energy Manager della Regione Campania.
Per quanto concerne l'attività di ricerca scientifica, F. de' Rossi ha svolto studi nei campi dell'energia solare, dell'analisi termodinamica di sistemi e componenti per la refrigerazione, impianti di climatizzazione dell'aria, strategie di risparmio energetico in edilizia, con riferimento sia all'involucro degli edifici che agli impianti termo-tecnici installati.

Nicola Bianco è Professore Associato di Fisica Tecnica Industriale (SSD ING-IND/10) presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II, presso la quale si è laureato in Ingegneria Meccanica, con lode. Precedentemente, presso il medesimo Ateneo ha conseguito il Dottorato di Ricerca in Ingegneria dei sistemi termo-meccanici ed ha svolto servizio come Ricercatore universitario a tempo indeterminato.

E' stato Responsabile Scientifico o componente del gruppo di lavoro nell'ambito di convenzioni di Ricerca Scientifica con per l'ENEA, il Ministero dell'Istruzione, dell'Università e della Ricerca, la Regione Campania, il Ministero della Giustizia.
Relativamente alle tematiche di ricerca, negli anni scorsi ed attualmente è coinvolto in studi di Trasmissione del Calore (convezione naturale e mista in canali e cavità, conduzione termica in solidi con variabile generazione interna), Energia Solare (progettazione termo-energetica di sistemi solari), Termo-fisica dell'involucro edilizio (sistemi solari passivi e soluzioni di architettura bioclimatica). Svolge la funzione di revisore per riviste internazionali e conferenze internazionali.

Fabrizio Ascione è Ricercatore di Fisica Tecnica Ambientale, in servizio presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università di Napoli Federico II. Ha conseguito, con lode e dignità di stampa, la laurea in Architettura presso la Facoltà di Architettura dello stesso ateneo. Nel Dicembre del 2009 ha conseguito il titolo di Dottore di Ricerca in Ingegneria dei Sistemi Meccanici. Da Marzo 2010 a Giugno 2012 è stato Assegnista di Ricerca presso l'Università degli Studi del Sannio in Benevento. Ad oggi, svolge attività di ricerca nell'ambito della Tecnica del Controllo Ambientale, con particolare riferimento alle tematiche del "passive and low-energy heating and cooling" per il settore civile.
E' docente in supplenza di insegnamenti afferenti al SSD ING-IND/11. Svolge la funzione di revisore per riviste internazionali.

Rosa Francesca De Masi si è Laureata in Energia Energetica presso l'Università degli Studi del Sannio in Benevento, con lode, discutendo una Tesi da Titolo "Retrofit energetico di edifici storici: analisi teorico-sperimentale per la modellazione di scenari prestazionali realistici". E' Dottoranda al terzo anno presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II, Scuola di Dottorato in Ingegneria Industriale, Corso di Dottorato in Ingegneria dei Sistemi Meccanici. Svolge ricerca in ambito di termo-fisica dell'edificio, con particolare riferimento all'influenza dei parametri termici dinamici sul trasferimento di energia in regime estivo.

Ivan Di Matteo, dopo aver conseguito la maturità Scientifica con votazione 100/100, si è laureato con lode presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli studi di Napoli Federico II, al corso di laurea in Ingegneria Meccanica, curriculum Energia ed Ambiente, discutendo una Tesi dal Titolo "Modellazione e sperimentazione per un sistema di controllo termico per moduli fotovoltaici: analisi in condizioni di funzionamento invernale". Dopo il conseguimento della laurea, ha ottenuto una Borsa di Studio presso l'Università degli studi del Sannio in Benevento.

Salvatore Grasso, dopo aver conseguito la maturità Scientifica, si è laureato con lode presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli studi di Napoli "Federico II", al corso di laurea in Ingegneria Meccanica, curriculum Energia ed Ambiente, discutendo una Tesi dal Titolo "Modellazione e sperimentazione per un sistema di controllo termico per moduli fotovoltaici: analisi in condizioni di funzionamento estivo". Dopo il conseguimento della laurea, ha iniziato uno Stage presso l'azienda Gruppo La Doria S.p.A., dove si occupava di Energy Management. In seguito, ha ottenuto una Borsa di Studio presso l'Università degli studi del Sannio in Benevento.

Nel suo insieme, facendo riferimento a pubblicazioni individuali e a quelle alle quali i ricercatori sopra richiamati hanno contribuito in compartecipazione, il gruppo di ricerca è autore di circa 200 lavori scientifici, rispetto a molteplici tematiche della Fisica tecnica Ambientale ed Industriale, pubblicati presso riviste internazionali ed nazionali, memorie presentate a conferenze, monografie e capitoli di libro.